



Universitat de Lleida

Escola Politècnica Superior

Grau en Enginyeria Mecànica Industrial

Projecte final de Grau:

Modelització d'una Cambra Frigorífica

Autor: Albert Estévez Vela

Director del projecte: Josep Illa Alibés

Lleida, Setembre 2016

Índex General

1.	Introducció.....	1
1.1.	Paràmetres Principals	1
1.2.	Objectius.....	1
2.	Antecedents	1
2.1.	Cicle frigorífic.....	1
2.2.	Funcionament d'una Cambra Frigorífica	4
2.3.	Elements del sistema frigorífic per compressió mecànica	4
2.3.1.	Evaporador.....	4
2.3.1.1.	Tipus d'Evaporadors.....	4
2.3.2.	Condensador	7
2.3.2.1.	Tipus de condensadors	7
2.3.3.	Compressor	8
2.3.3.1.	Tipus de compressors	8
2.4.	Fluids Refrigerants.....	10
2.4.1.	Tipus de refrigerants.....	11
2.5.	Materials d'Aïllament d'una Cambra Frigorífica.....	11
2.5.1.	Tipus d'aïllants	11
2.6.	Tipus de sistemes de gestió i control de cambres frigorífiques	12
3.	Modelització de les cambres frigorífiques.....	12
3.1.	Objectius de la modelització.....	13
3.2.	Dimensions de la cambra	13
3.1.	Comportament de l'evaporador	15
3.2.	Coefficients de Convecció.....	16
3.2.1.	Coefficient de convecció a l'evaporador (Ue) i fruita.....	16
3.2.2.	Coefficient de convecció a les parets (Up).....	17
3.3.	Model 1	20
3.3.1.	Mètode de l'eficiència NTU	21
3.3.2.	Estructura de les variables	23
3.3.3.	Algorisme de resolució del model 1.....	23
3.3.4.	Paràmetres utilitzats.....	24
3.3.5.	Resultats de la simulació amb el model 1	25
3.3.6.	Anàlisi de sensibilitat del model 1.....	26
3.4.	Model 2	28
3.4.1.	Estructura de les variables	31

3.4.2.	Algorisme de resolució del model 2.....	31
3.4.3.	Paràmetres utilitzats.....	32
3.4.4.	Resultats de simulació del model 2.....	33
3.4.5.	Anàlisi de sensibilitat.....	36
3.5.	Model 3	38
3.5.1.	Estructura de les variables	40
3.5.2.	Algorisme de resolució del model 3.....	42
3.5.3.	Paràmetres utilitzats.....	43
3.5.4.	Resultats de simulació del model 3.....	43
3.5.5.	Anàlisi de sensibilitat del model 3.....	45
4.	Efectes sobre l'evolució de la temperatura de diferents ubicacions de la sonda de temperatura d'un control on/off.....	47
5.	Conclusions.....	50
5.1.	Estratègies de control proposades	51
6.	Referències bibliogràfiques.....	52
7.	Annex.....	53
7.1.	Funcions Matlab	53
7.1.1.	Data	53
7.1.2.	Script general.....	54
7.1.2.1.	Model 1.....	56
7.1.2.2.	Model 2.....	57
7.1.2.3.	Model 3.....	57
7.1.3.	Conducció interna.....	58
7.1.4.	Control seqüencial de l'estat de l'evaporador.....	59
7.1.5.	Càlcul coeficients de convecció.....	59
7.1.5.1.	Nombre de Reynolds ($\text{Reynolds}(X,T,l,w)$).....	59
7.1.5.2.	Viscositat cinemàtica ($\nu(X,T)$)	60
7.1.5.3.	Viscositat dinàmica ($\mu(X,T)$)	60
7.1.5.4.	densitat de l'aire ($\rho(X,T)$).....	60
7.1.5.5.	Nombre de Prandtl ($\text{Prandtl}(X,T)$)	61
7.1.5.6.	Difusivitat tèrmica ($\alpha(X,T)$).....	61
7.1.5.7.	Calor específica de l'aire ($c_p(X,T)$)	61
7.1.5.8.	Conductivitat tèrmica de l'aire ($\lambda(X,T)$)	62
7.1.5.9.	Massa molar de l'aire ($M_m(X,T)$).....	62
7.2.	Catàleg d'Evaporadors.....	63

Índex de Taules

Taula 1: Propietats principals de les diferents classificacions de refrigerants.....	11
Taula 2: Propietats principals de diferents tipus d'aïllants emprats comercialment.	11
Taula 3: Característiques tècniques de l'evaporador GHT 080G/38. Catàleg adjunt a l'annex 7.2.....	15
Taula 4: Diferent gasos que es consideren en l'aire de la cambra a efectes de càlcul. Concentracions a la Taula 5.	17
Taula 5: Paràmetres de les correlacions emprades per al càlcul del calor específic, conductivitat tèrmica, massa molar, volum molar i densitat per a una mescla de diferents gasos. Totes les expressions són estrictament en unitats del SI.	19
Taula 6: Paràmetres emprats en la simulació del model 1.....	25
Taula 7: Anàlisi de sensibilitat del model 1 per als paràmetres $Tp1, Tp2, Ue$ i Ufr (valors de referència en negreta).....	27
Taula 8: Paràmetres emprats en la simulació del model 2.....	33
Taula 9: Anàlisi de sensibilitat del model 1 per als paràmetres $ma, \alpha, \beta1, \beta2$ i $\beta3$ (valors de referència en negreta).....	37
Taula 10: Paràmetres emprats en la simulació del model 3.....	43
Taula 11: Anàlisi de sensibilitat per als paràmetres R, N i kfr (valors de referència en negreta).....	46

Índex de Figures

Fig. 1: Esquema de funcionament d'un cicle de refrigeració per ejecció de vapor.	2
Fig. 2: Esquema del funcionament del cicle frigorífic de compressió mecànica.....	3
Fig. 3: Diagrama P-h del Cicle frigorífic.	3
Fig. 4: Evaporador d'expansió directa, amb vàlvula de expansió i bulb sensor de líquid.	5
Fig. 5: Evaporador inundat, amb tanc acumulador de líquid i bolla de control entrada de refrigerant.....	5
Fig. 6: Evaporador sobrealimentat, amb tanc d'acumulació de líquid.	6
Fig. 7: Evaporador de superfície de placa amb vista de muntatge i secció.	6
Fig. 8: Evaporador de tubs aletejats amb vista de secció i vista de perfil.....	7
Fig. 9: Condensador de superfície tubular.	8
Fig. 10:: Compressor de flux axial.	9
Fig. 11: Compressor de flux radial.	10
Fig. 12: Esquema d'una cambra frigorífica (vista secció) i recorregut de l'aire.	13
Fig. 13: Distribució de la fruita dins del palot.....	14
Fig. 14: Esquema de la cambra de Bernaus amb les separacions entre la fruita i les diferents parets per a permetre un flux d'aire òptim.	15
Fig. 15: Diagrama de control de l'estat de l'evaporador (control seqüencial).	16
Fig. 16: Esquematització dels fluxos de calor i d'aire a l'interior de la cambra.....	20
Fig. 17: Diagrama de l'algorisme de resolució de la modelització 1.	24

Fig. 18: Evolució de la temperatura de la massa de fruita durant un període de simulació de 24 h, temperatura de les parets de 3°C partint d'una temperatura inicial de la fruita de 15°C	25
Fig. 19: Evolució de la temperatura de la massa de fruita durant un període de simulació de 24 h amb la temperatura de les parets de 8°C partint d'una temperatura inicial de la fruita de 15°C	26
Fig. 20: Vista de perfil de la cambra frigorífica amb representació del comportament del flux d'aire.....	29
Fig. 21: Esquematització dels fluxos en l'interior de la cambra, tenint en compte divisions horitzontals de la massa de fruita.	29
Fig. 22: Diagrama de l'algorisme de resolució del model 2.	32
Fig. 23: Evolució de les temperatures de la fruita en un període de simulació de 24 h partint d'una temperatura inicial de la fruita de 15°C en cas de que tots els cabals de les diferents divisions horitzontals siguin iguals.	34
Fig. 24: Evolució de les temperatures de la fruita en un període de simulació de 24 h partint d'una temperatura inicial de la fruita de 15°C en cas de que el cabal que circula per la primera i última divisió horitzontal sigui, respectivament, major i menor.	34
Fig. 25: Evolució de les temperatures de la fruita en un període de simulació de 24 h partint d'una temperatura inicial de la fruita de 15°C en cas de que el cabal que circula per la segona i última divisió horitzontal sigui, respectivament, major i menor.	35
Fig. 26: Evolució de les temperatures de la fruita en un període de simulació de 24 h partint d'una temperatura inicial de la fruita de 15°C en cas de que el cabal que circula per la primera i segona divisió horitzontal sigui, respectivament, menor i major.	35
Fig. 27: Evolució de les temperatures de la fruita en un període de simulació de 24 h partint d'una temperatura inicial de la fruita de 15°C en cas de que existeix un bypass entre l'entrada i la sortida de l'evaporador, i el cabal que circula per la primera i última divisió horitzontal sigui, respectivament, major i menor.	36
Fig. 28: Esquema dels fluxos de calor i paràmetres principals dels diferents punts nodals de l'interior de la fruita.	38
Fig. 29: Diagrama de l'algorisme de resolució de la modelització 3.	42
Fig. 30: Evolució de la temperatura de la fruita en un període de simulació de 24 h per a les diferents divisions horitzontals de la fruita amb l'efecte de la conducció tèrmica partint d'una temperatura inicial de 15°C i una conductivitat tèrmica de $k_{fr} = 0,5 \text{ W} \cdot \text{m} - 1^{\circ}\text{C} - 1$ i un radi de fruita de $R = 40 \text{ mm}$	44
Fig. 31: Evolució de la temperatura interior i exterior de la fruita per a un període de simulació de 24 h per a les diferents divisions horitzontals de la fruita amb l'efecte de la conducció tèrmica partint d'una temperatura inicial de 15°C i una conductivitat tèrmica de $k_{fr} = 0,5 \text{ W} \cdot \text{m} - 1^{\circ}\text{C} - 1$ i un radi de fruita de $R = 40 \text{ mm}$	44
Fig. 32: Distribució de temperatures en l'interior de la fruita per a diferents instants de temps durant el procés de refredament inicial partint d'una temperatura inicial de 15°C i una conductivitat tèrmica de $k_{fr} = 0,5 \text{ W} \cdot \text{m} - 1^{\circ}\text{C} - 1$ i un radi de fruita de $R = 40 \text{ mm}$	45

Fig. 33: Efecte de la conductivitat tèrmica en l'evolució de la temperatura interior de la fruita per a un període de simulació de 24 h per a un radi de fruita de $R = 40 \text{ mm}$ i 25 nodes.	46
Fig. 34: Evolució de la diferència de temperatura entre l'interior i l'exterior de la fruita per a diferents nombres de nodes durant un període de simulació de 24 h i un radi de fruita de $R = 40 \text{ mm}$	47
Fig. 35: Evolució de la temperatura de l'aire en l'entrada de l'evaporador mitjançant el control de temperatura de l'interior del fruit.	48
Fig. 36: Evolució de la temperatura de la fruita mitjançant el control de temperatura de l'aire a l'entrada de l'evaporador.	48
Fig. 37: Evolució de la temperatura de les diferents divisions horitzontals mitjançant el control de totes les temperatures de la fruita simultàniament per evitar risc de congelació.	49

1. Introducció

Si bé és conegut que el procés d'escalfar es va dominar fa milers de segles per a cuinar, el procés contrari, el refredament forçat és un descobriment més recent, atribuït al *Sr. Sadi Carnot* (segle XIX), el qual va desenvolupar totes les teories que avui en dia són la base de la termodinàmica, plantejant el concepte de màquina frigorífica que científics posteriors la varen perfeccionar.

L'ús del fred per a la conservació dels aliments és el més emprat tant en el món domèstic com en el industrial, des de una petita nevera fins a una gran cambra frigorífica.

La utilització de les cambres frigorífiques per la conservació de productes orgànics com la carn, verdura i fruita, entre altres, és indispensable. Gràcies al fred que proporcionen aquestes cambres, ens permeten evitar molts problemes relacionats amb l'aparició de patògens en els aliments, ja que el fred retarda el desenvolupament biològic.

1.1. Paràmetres Principals

Els dos principals paràmetres que defineixen una conservació frigorífica són la temperatura i la humitat relativa de l'aire.

En cambres de conservació de fruita sol mantenir-se una temperatura pròxima a 0 °C, en alguns casos lleugerament superior i en altres lleugerament inferior, per alentir el més possible la respiració dels fruits i evitar la proliferació de fongs i bacteris no desitjats en la cambra, alhora que s'evita també possibles danys per congelació del producte.

En quant a la humitat relativa, aquesta sol mantenir-se al voltant del 95% i 100% ja que una alta humitat relativa evita pèrdues de massa de fruita encara que també ajuda a la proliferació de bacteris i fongs en l'interior de la cambra.

1.2. Objectius

En aquest projecte es marca com a objectiu la realització d'una modelització del funcionament de les cambres frigorífiques amb la finalitat de poder determinar un sistema de control el més eficient possible sense que aquest afecti a la qualitat del producte final a conservar.

Aquesta modelització es realitzarà a nivell tèrmic amb una modelització simple del flux d'aire en l'interior de la cambra subjecte a diferents hipòtesis que ens permetin simplificar el model sense perdre de vista les variables més importants del sistema.

2. Antecedents

2.1. Cicle frigorífic

Un equip de refrigeració, és una màquina frigorífica dissenyada per extreure l'energia tèrmica d'una zona freda on no es desitja cap a una altra zona on s'acabarà dissipant, normalment, a l'atmosfera.

De cicles frigorífics n'hi han de diversos tipus, dels quals el cicle de compressió mecànica és el més emprat, encara que també s'hi disposa del següents sistemes:

- **Ejecció de vapor:** Es basa en escalfar el fluid refrigerant mitjançant una caldera i conduir-lo cap a un ejector, on és accelerat per tal de produir un efecte de succió a la sortida de l'evaporador i barrejar els dos fluids. Tot seguit entra en un difusor on la pressió augmenta. Després, es circula a través d'un condensador on torna a liquidar la mescla de refrigerant per a bombejar-la cap a la caldera.

Una part d'aquest fluid també és expandit per tal de convertir-lo en vapor, i poder absorbir calor en l'evaporador.

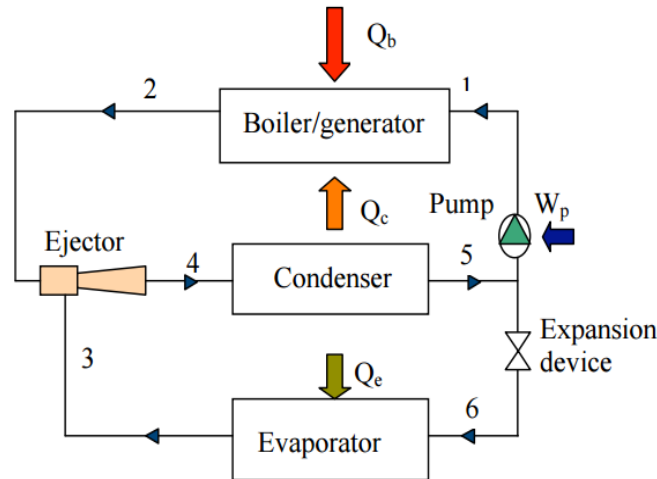


Fig. 1: Esquema de funcionament d'un cicle de refrigeració per ejecció de vapor.

- **Per absorció:** Consisteix en l'evaporació d'un fluid refrigerant en un tanc a baixa pressió, extraient calor del medi que l'envolta. El gas produït és dirigit cap a un altre tanc on hi ha un altre fluid on absorbeix el refrigerant en estat gasos. Aquesta mescla és escalfada, i com a conseqüència, el refrigerant es torna a evaporar. Tot seguit, es redirigit cap a un bescanviador de calor, on el refrigerant es trona a liquidar i retorna al tanc.
- **Efecte Peltier:** Consisteix en dos metalls o semiconductors (de tipus-n i tipus-p) soldats entre si. En fer circular corrent elèctrica a través d'ells, forçant a que els electrons flueixin d'una regió d'alta densitat cap a una de menor, produint així una expansió d'electrons, i com a conseqüència, una pèrdua de temperatura.
- **Per compressió mecànica:** Amb la finalitat de fer circular el fluid refrigerant i optimitzar la seva absorció de calor, s'utilitza un compressor, un condensador i un evaporador (Fig. 3):

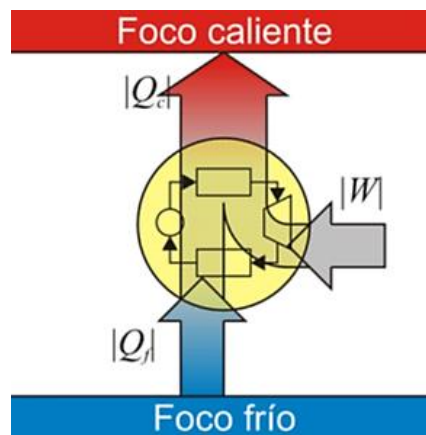


Fig. 2: Esquema del funcionamiento del ciclo frigorífico de compresión mecánica.

- El refrigerant entra al compressor en estat gasos a baixa pressió i temperatura. Posteriorment, el compressor realitza la compressió del refrigerant a una alta pressió i conseqüentment d'aquesta compressió, el refrigerant s'escalfa.
- Tot seguit el refrigerant es dirigit cap a un condensador on el refrigerant es redueix la seva temperatura i passant a estat líquid.
- Quant surt del condensador, el fluid passa per una vàlvula d'expansió en la que es redueix la pressió fins la pressió mínima.
- Finalment, el fluid entra dins de l'evaporador en el qual, per les propietats termodinàmiques del fluid permet l'absorció de calor del recipient a refredar. Una vegada que el refrigerant surt del evaporador, aquest es redirigeix cap al compressor, tancant el circuit.

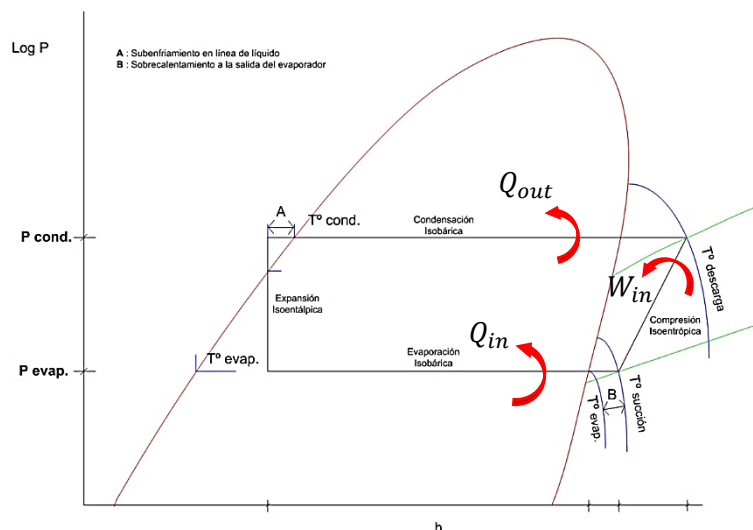


Fig. 3: Diagrama P-h del Ciclo frigorífico.

Aplicant el primer principi de la termodinàmica:

$$E_{in} - E_{out} = \Delta E_{sys}$$

on E_{in} és l'energia que s'aplica al sistema, E_{out} és l'energia que surt del sistema i ΔE_{sys} és la variació de l'energia que experimenta el fluid.

S'observa que el sistema refrigerador se li haurà d'aplicar energia externa per a tal d'obtenir el funcionament desitjat, per tant, sempre hi haurà un consum energètic.

2.2. Funcionament d'una Cambra Frigorífica

Contràriament al que sempre s'ha cregut, el fred no existeix com a tal, amb la qual cosa, el procés de refredament no és possible.

Per a aconseguir disminuir la temperatura d'un recipient o producte, s'ha de realitzar l'extracció de calor del mateix cap a un altre medi aprofitant propietats termodinàmiques dels fluids.

En el cas d'una cambra frigorífica, hi ha un bescanviador de calor anomenat evaporador, el qual s'encarrega d'absorbir la calor de l'aire de l'interior de la cambra. Aquest aire, és impulsat pels ventiladors de l'evaporador, i a la vegada, absorbeix la calor que li transmet les diferents parets de la cambra i la que li transmet la massa de fruita, distribuïda en palots, la qual, en el moment d'entrada esta a una temperatura alta.

2.3. Elements del sistema frigorífic per compressió mecànica

Els elements que constitueixen un sistema frigorífic són:

- Evaporador.
- Compressor.
- Vàlvula d'expansió.
- Condensador.
- Acumulador de líquid.

2.3.1. Evaporador

Es coneix com a evaporador al bescanviador de calor on es produeix la transferència de calor entre fluid de la cambra a refredar i el fluid frigorífic, el qual s'escalfa.

Aquest nom prové perquè es produeix un canvi d'estat en del fluid refrigerador, és a dir, passa d'estar en estat líquid a gasos.

El flux de refrigerant es controla mitjançant una vàlvula d'expansió la qual genera una gran caiguda de pressió just a l'entrada del evaporador. Per les propietats termodinàmiques dels fluids, al produir-se aquesta caiguda de pressió disminueix la temperatura del fluid, permetent així l'absorció del calor sensible del medi que rodeja l'evaporador transformant-lo en calor latent donat que aquest canvia de estat a gasos.

2.3.1.1. Tipus d'Evaporadors

Segons l'aplicació del cicle de refrigeració o les necessitats del mateix, els evaporadors es poden classificar:

- D'expansió directa o expansió Seca (DX):

En els evaporadors d'expansió directa (Fig. 4) la evaporació del refrigerant es duu a terme al llarg del recorregut d'aquest per l'evaporador, aconseguint un estat de mescla en el punt mig, assegurant-nos que a la sortida del mateix només tindrem el fluid refrigerador en estat de vapor sobreescalfat.

Aquest tipus d'evaporador són els més comuns i àmpliament utilitzats en sistemes d'aire condicionat, encara que també són bastants utilitzats en instal·lacions de mitja i baixa temperatura perden eficàcia quan s'ha de refredar grans volums.

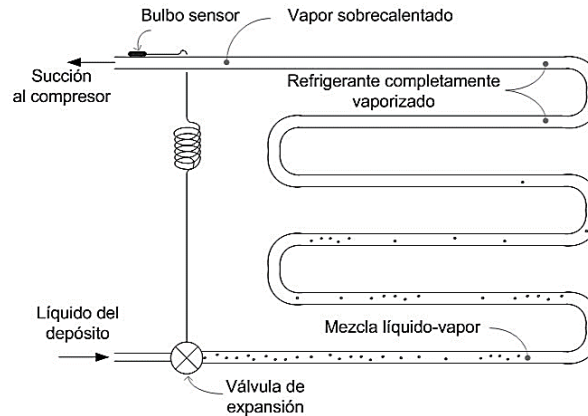


Fig. 4: Evaporador d'expansió directa, amb vàlvula de expansió i bulb sensor de líquid.

○ Inundats:

Els evaporadors inundats (Fig. 5) treballen amb el refrigerant en estat líquid emplenant tot el conducte del evaporador per tal de obtenir almenys les parets del bescanviador de calor humides amb el refrigerant, aconseguint així, una major eficiència a l'hora de realitzar l'evaporació del fluid de treball.

El evaporador inundat està equipat amb un recipient acumulador de vapor el qual serveix alhora com a receptor de líquid procedent del compressor, que és circulat mitjançant la gravetat per el circuit del evaporador.

Aquest tipus d'evaporador s'utilitza, majorment, en aplicacions industrials combinant varis evaporadors simultàniament per a obtenir una menor temperatura en menor temps.

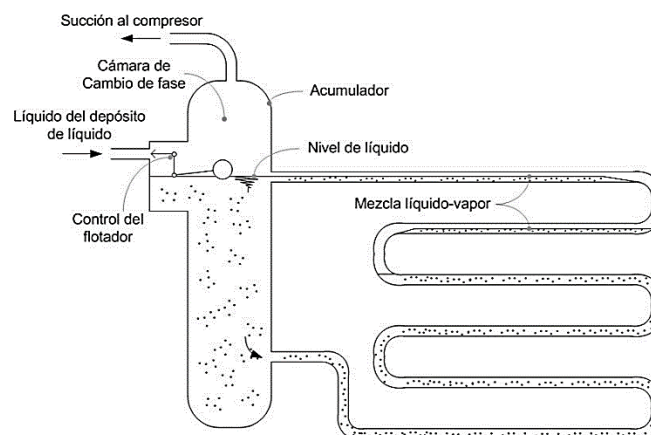


Fig. 5: Evaporador inundat, amb tanc acumulador de líquid i bolla de control entrada de refrigerant.

- Sobrealimentats:

Un evaporador sobrealimentat (Fig. 6) és aquell en el qual la entrada del refrigerant líquid es produeix en excés i aquest pot ser vaporitzat.

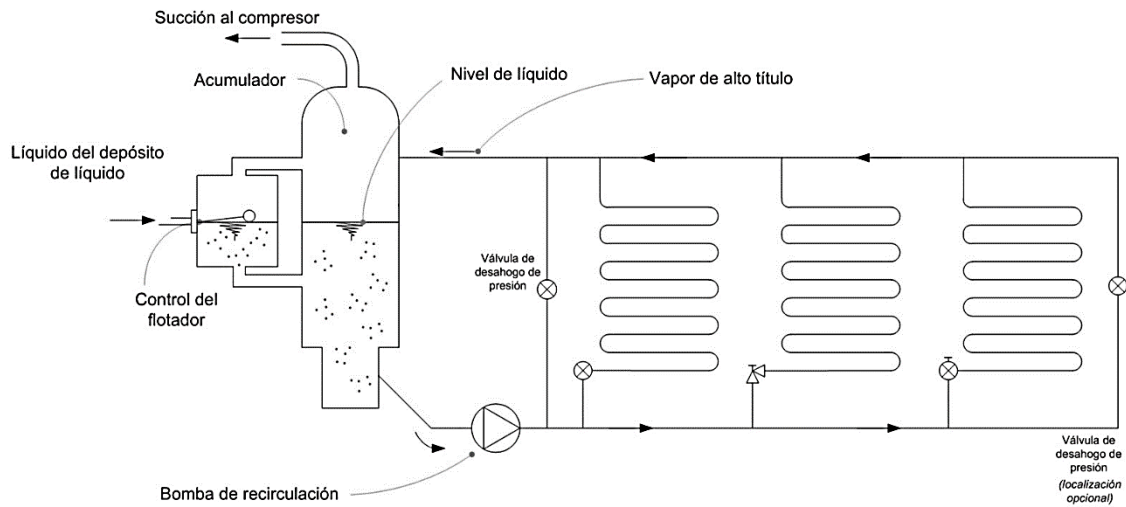


Fig. 6: Evaporador sobrealimentat, amb tanc d'acumulació de líquid.

- De superfície de placa:

D'aquest tipus d'evaporador n'existeixen bastants. Un d'ells (Fig. 7) està constituït per dues plaques acanalades, una asimètrica a l'altra, i soldades hermèticament per tal de que el fluid refrigerant pugui circular per el seu interior. Són comunament emprats en neveres i congeladors domèstics degut al seu baix cost de fabricació.

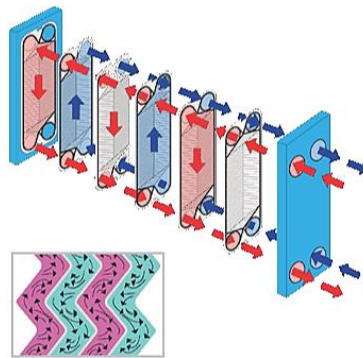


Fig. 7: Evaporador de superfície de placa amb vista de muntatge i secció.

Un altre tipus de evaporador de plaques està constituït per una canonada de diàmetre petit soldada entre dues plaques en forma de serpenti.

En ambdós tipus de evaporadors esmentats, es solen recobrir d'una pintura amb base epòxid, donat que proporciona una molt bona resposta tèrmica en aplicacions de congelació.

- Evaporadors aletejats:

Aquest evaporador és una millora tècnica del evaporador de tubs descoberts, ja que es combina amb plaques metàl·liques o aletejats (Fig. 8) per a obtenir una majors superfície d'intercanvi de calor.

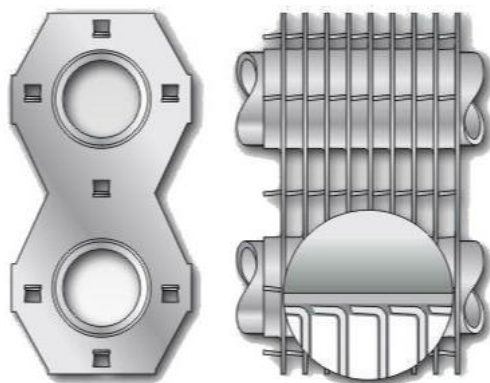


Fig. 8: Evaporador de tubs aletejats amb vista de secció i vista de perfil.

El disseny d'aquest tubs aletejats depenen del tipus d'aplicació per el qual s'utilitzarà.

La mida de les aletes serà menor quan el diàmetre del tub sigui petit i major quant el diàmetre sigui gran.

En quant a la separació d'aquestes, quan més baixa sigui la temperatura de treball, major distància entre aletes hi haurà d'haver, ja que es pot produir escarxa i aquesta acabar obstruint la circulació del aire per el evaporador, disminuint així, el seu rendiment. Un excés d'aletes també pot produir una disminució del rendiment del evaporador.

La circulació del fluid entremig de les aletes es pot realitzar ja sigui per convecció natural, aprofitant la diferencia de densitats del fluid, o bé per convecció forçada, mitjançant l'ajuda d'algun ventilador.

Aquest tipus d'evaporador solen ser els més emprats tant en la refrigeració industrial com en els aparells d'aire condicionat.

2.3.2. Condensador

Es coneix com a condensador al bescanviador de calor el qual està situat després del compressor per tal de tornar a liquar el fluid frigorífic per a la seva posterior entrada al evaporador.

Tota la calor que perd aquest fluid es transmet un altre fluid, normalment aigua, el qual circula per un altre circuit independent per a evitar contaminacions.

Aquest fluid es fa circular per una torre de refrigeració on es transmet la calor extreta del fluid frigorífic cap al aire on finalment s'acaba dissipant.

2.3.2.1. Tipus de condensadors

Segons l'aplicació del cicle de refrigeració o les necessitats del mateix, els condensadors es poden classificar segons:

- Condensador directe:

En aquest tipus de condensador es realitza el intercanvi de calor barrejant els dos fluids, obtenint com a resultat, un únic fluid a una temperatura diferent a la d'entrada d'ambdós fluids.

- Condensador indirecte alternatiu:

Els dos fluid de treball realitzen el mateix recorregut de forma alternada en el qual el fluid calent cedeix calor al tub i el fluid fred absorbeix la calor d'aquest.

- Condensador indirecte de superfície:

En aquest tipus de condensadors, es distingeix entre els condensadors d'intercanvi de calor entre líquids i entre líquid i gas mitjançant canonades de circulació diferents, evitant així, la mescla dels fluids.

L'intercanvi de calor es realitza a través d'una superfície tèrmicament conductora, ja sigui plana o cilíndrica.

Els tipus de condensadors de superfície més emprats és el **Condensador tubular**.

En aquest condensador l'intercanvi de calor és més simple, ja que combina tubs concèntrics per on circulen dos fluids, un per la canonada central i l'altre per l'espai anular entre tubs l'altre (Fig. 9). A més a més, aquesta circulació pot ser amb corrents paral·leles en el mateix sentit o en contracorrent. L'intercanvi de calor es realitza mitjançant convecció i conducció tèrmica del fluid més calent cap al fluid més fred.

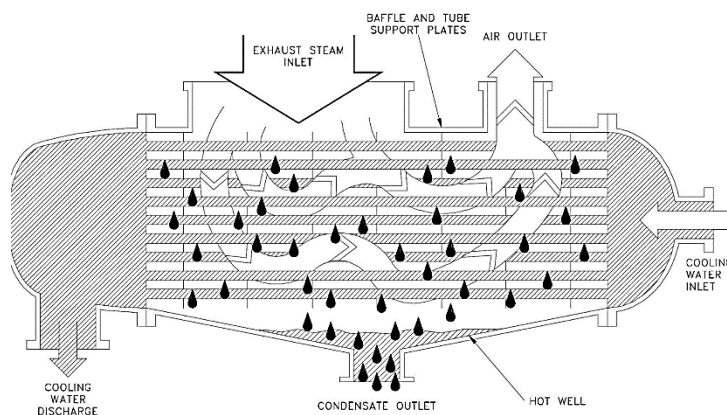


Fig. 9: Condensador de superfície tubular.

2.3.3. Compressor

El compressor és una màquina de fluid que està construïda per augmentar la pressió i desplaçar fluids compressibles tals com els gasos i vapors. La compressió es realitza mitjançant un intercanvi energètic entre la màquina i el fluid, en el qual, la màquina realitza un treball de compressió sobre el fluid el qual augmenta de pressió, i generalment, també de temperatura.

2.3.3.1. Tipus de compressors

Segons els requeriments de l'aplicació (pressió i temperatura) s'hi disposa de diferents tipus de compressors:

- Compressor de desplaçament:

La compressió es realitza en un recipient de dimensions fixes on, generalment, es realitza la compressió mitjançant el moviment d'un eix.

- Compressor d'èmbol o pistó:

El compressor d'èmbol realitza la compressió del fluid mitjançant un mecanisme pistó-biela-cigonyal impulsat per un motor (elèctric, dièsel, pneumàtic, etc.) per a desplaçar amunt i a baix un èmbol dins d'una cambra.

- Compressor de paletes:

En aquest tipus de compressor la compressió es produeix reduint el volum disponible entre la carcassa i l'element rotatiu on el seu eix de rotació no coincideix amb el hèlix de la carcassa, és a dir, amb eixos excèntrics

- Compressor de cargol:

La diferencia principal d'aquest compressor respecte els anteriors és que aquest utilitza dos cargols llargs rotatoris per tal de comprimir el fluid.

- Compressors Continus:

La compressió del fluid es realitza a partir de la impulsió del mateix mitjançant l'ús d'àleps.

- Compressor de flux radial o centrífug:

Aquest tipus de compressor està constituït per una sèrie d'aletes rotatives en forma de ventall que acceleren el fluid d'un costat cap l'altre forçant la seva compressió (Fig. 10).

El seu funcionament és en sec, amb la qual cosa, només serà necessari lubricar els coixinets amb lubricant R&O (oli sintètic), proporcionant un fluid comprimit lliure de lubricant, pressions variables per a un caudal constant, un alt caudal a pressió mitja-baixa i una pressió variable per a un determinat caudal.

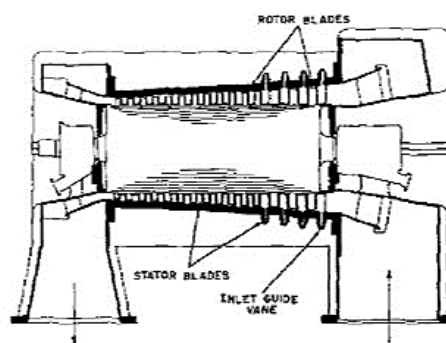


Fig. 10:: Compressor de flux axial.

- Compressor de flux axial:

Estan constituïts per una sèrie d'aletes acoblades en un eix giratori, absorbint fluid per una entrada ampla i accelerant-lo mitjançant una força centrífuga per a extreure'l per l'altre extrem del compressor (Fig. 11).

Al igual que els compressors de flux axial, aquest també necessita lubricació amb oli sintètic R&O en els coixinets, evitant així, que el fluid a comprimir s'impregni de lubricant.

Les característiques del cabal que proporcionen aquest compressors són similars al de flux axial, és a dir, proporcionen un fluid comprimit lliure de lubricant, un flux variable per a una determinada pressió i un alt caudal a pressió mitja-baixa.

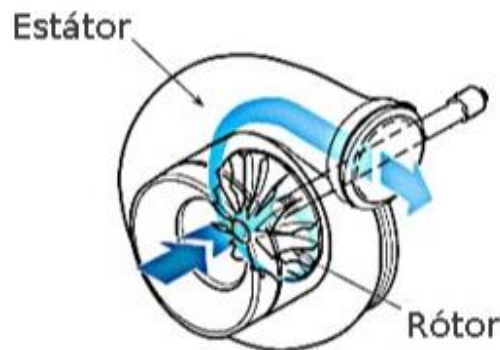


Fig. 11: Compressor de flux radial.

2.4. Fluids Refrigerants

Un fluid refrigerant és un producte químic líquid o gasos, fàcilment liquable, que és emprat com a mitja de transmissió de calor entre un altre fluid mitjançant una màquina tèrmica on principalment s'utilitzen en refrigeradors.

Les característiques que han de tenir qualsevol refrigerant són les següents:

- **Punt de congelació:** Ha de ser inferior a qualsevol temperatura que pugui existir en el sistema per a evitar la congelació de l'evaporador.
- **Calor específic:** Ha de ser el més alt possible per a que una petita quantitat de fluid absorbeixi una gran quantitat de calor del sistema.
- **Volum específic:** Al igual que el calor específic, aquesta propietat també ha de ser el més petita possible per a evitar emprar grans dimensions de canonades.
- **Densitat:** Han de tenir major densitat que el fluid a refredar per tal de minimitzar les dimensions de les canonades.
- La temperatura de condensació en la pressió màxima de treball ha de ser el més petita possible.
- La temperatura d'ebullició, ha de ser relativament baixa per a pressions similars a la atmosfèrica.
- El punt crític ha de ser el més elevat possible.
- No han de ser fluids inflamables, corrosius ni tòxics.
- Donat que han d'interaccionar amb el lubricant del compressor, han de ser miscibles en fase líquida y no nocius amb l'oli.
- Els refrigerants s'aprofiten en molts sistemes per a refrigerar el compressor, que normalment es tracta d'un motor elèctric, per el que han de ser fluids amb bones propietats dielèctriques, és a dir, baixa conductivitat elèctrica.

2.4.1. Tipus de refrigerants

En la pràctica, n'hi ha molts tipus de fluid frigorífics amb propietats molt diferents. Aquest fluids es poden classificar, principalment, segons la següent taula:

Taula 1: Propietats principals de les diferents classificacions de refrigerants.

Tipus de refrigerant	Propietats principals
Los clorofluorocarbonis (CFC's)	Químicament molt estables. Degraden la capa d'ozó. Temps de descomposició entre 60 i 1700 anys.
Hidro-clorofluorocarbonis (HCFC's)	Actualment el més emprat. Degraden la capa d'ozó.
Mescles zeotròpiques	Químicament més inestables que els CFC's. Compost per dos o més substàncies simples o pures.
Mescles azeotròpiques	Punt d'ebullició i condensació variable. Compost per dos o més substàncies simples o pures.
Los Hidro-fluorocarbonis (HFC's)	Punt d'ebullició i condensació constant. Comportament com una substància pura. No degraden la capa d'ozó. Propietats similars als CFC's

2.5. Materials d'Aïllament d'una Cambra Frigorífica

El aïllant tèrmic és un material altament emprat en la edificació i indústria dotat d'una alta resistència tèrmica al pas de calor a través d'ell. En general, tots els materials existents ofereixen una resistència tèrmica, però en els cas dels aïllaments tèrmics és considerablement més alta, considerats els que tenen una conductivitat tèrmica $K < 0,08 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ ([Kai Schild, Wolfgang M. Willems, 2011](#)).

2.5.1. Tipus d'aïllants

Les famílies d'aïllants tèrmics més emprats actualment en el mercat són:

Taula 2: Propietats principals de diferents tipus d'aïllants emprats comercialment.

Tipus d'aïllant	ρ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	k $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$	$\mu \cdot 10^6$ $\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$	c $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$	Observacions
Llana de roca	30 – 160	0,034 – 0,041	9	840	Resistent al foc.
Poliestirè Expandit (EPS)	12 – 30	0,034 – 0,045	140 – 250	–	Fàcilment atacable per radiació. Alta resistència a l'absorció d'aigua.
Poliestirè Extruït (XPS)	30 – 33	0,033 – 0,036	140 – 250	–	Al cremar-se es sublima. Alta resistència a l'absorció d'aigua.
Espuma de poliuretà	No es disposa de tabulacions de les seves propietats.				Al cremar-se es sublima.
Suro expandit en placa.	100 – 160	0,039	30 – 92	1600 – 1800	Gran varietat de propietats. Elevada inèrcia tèrmica.

on ρ és la densitat del material, k és el coeficient de conducció tèrmica, μ és la resistència al pas de vapor d'aigua i c és el calor específic del material.

En el cas de les cambres frigorífiques, el més comú és el panell de Sandwich, el qual està format per dues planxes metàl·liques separades per espuma de poliuretà, encara que també es fa de poliestirè.

2.6. Tipus de sistemes de gestió i control de cambres frigorífiques

L'automatització és la tècnica que comprèn tots els sistemes que pretenen regular i controlar sense intervenció humana el funcionament de qualsevol màquina, planta o procés.

Una automatització correcta tindrà les següents característiques:

- Ha de simplificar considerablement el treball que una persona ha de realitzar amb l'objectiu d'alliberar la necessitat de tenir un tècnic qualificat controlant el correcte funcionament.
- Eliminar tasques complexes, perilloses i indesitjables.
- Millorar la qualitat de les instal·lacions.
- Permet economitza material i energia.
- Augmentar la seguretat dels treballadors.
- Controla i protegeix les instal·lacions i les màquines.

Els principals factors que cal monitoritzar i regular en una central d'emmagatzematge de fruita són:

- La temperatura de l'aire de l'interior de les cambres.
- La humitat relativa en l'interior de les cambres.
- La pressió del circuit d'alta i baixa pressió del compressor.
- El temps de funcionament dels compressors i bombes.

En el control de funcionament d'una cambra no es pot programar amb un temporitzador, ja que el temps de connectar o desconnectar els compressor o bombes del sistema no és sempre constant. Per a tal de esbrinar quan el sistema necessita extreure calor, es sol realitzar el control per temperatura o pressió.

- **Per temperatura:** s'estableix una temperatura llinar, ja sigui del mateix producte o temperatura de l'aire de la cambra o la temperatura del fluid de refrigeració en la sortida de l'evaporador.
Aquestes temperatures es mesuren amb un termòstat, que al detectar que la temperatura està per sota del llinar, ordena a la vàlvula que controla l'entrada de fluid a l'evaporador i als ventiladors que s'aturin.
- **Per pressió:** es mesura la pressió del circuit de alta pressió per tal de controlar l'encesa dels diferents compressors.

3. Modelització de les cambres frigorífiques

Per tal d'analitzar el comportament tèrmic que experimenta la fruita durant tot el seu període de conservació, s'han desenvolupat tres models diferents.

En el primer model es té en compte que tota la massa de fruita sempre té la mateixa temperatura en tots els instants de temps.

En el segon model, s'ha volgut modelar el flux d'aire en l'interior de la cambra segons el model descrit per O. Laguerre, et al. (2014), i a més a més, s'ha discriminat la massa de fruita en les divisions horitzontals.

En el tercer model es té en compte, a més a més de tot l'anterior, l'efecte de la conducció tèrmica del fruit.

3.1. Objectius de la modelització

Es pretén realitzar una modelització dels fenòmens tèrmics als que està sotmesa la fruita durant el període de conservació per tal d'obtenir un sistema de monitorització i control el més eficient possible, mitjançant el desenvolupament de tres models diferents.

En tots aquests models, s'ha considerat que només hi influeixen els fenòmens de transferència de calor entre la paret superior i inferior cap a l'aire, entre la fruita i l'aire, i entre l'aire i l'evaporador de la cambra (Fig. 12).

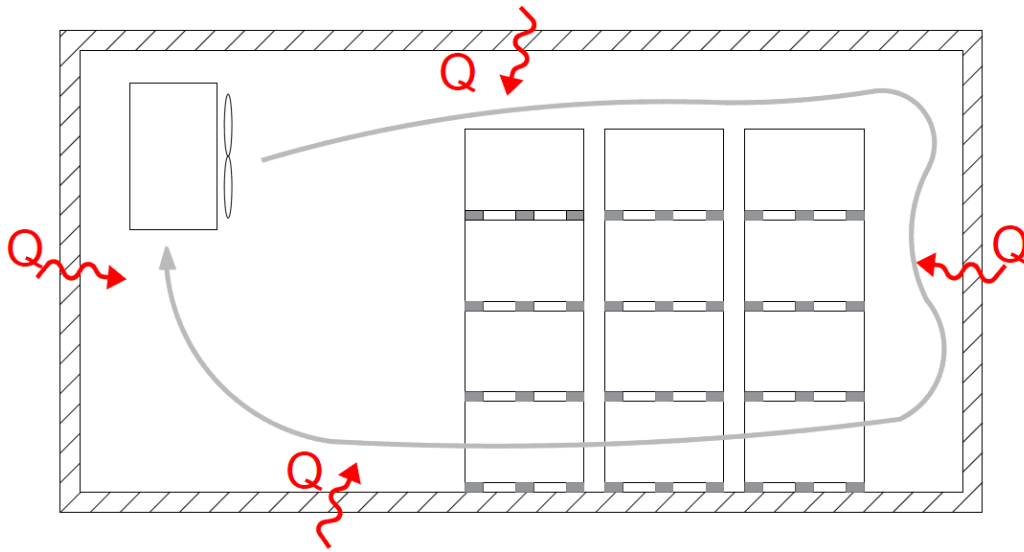


Fig. 12: Esquema d'una cambra frigorífica (vista secció) i recorregut de l'aire.

Les hipòtesis generals per als tres models realitzats són:

- 1- Només hi ha transferència de calor entre l'aire-bescanviador (Q_e), aire-paret 1 (Q_{p1}), aire-paret 2 (Q_{p2}) i aire-fruita (Q_{fr}).
- 2- La massa de fruita té una conductivitat tèrmica $k = \infty$, la qual cosa implica que el centre de la massa de fruita estarà a la mateixa temperatura que la capa exterior de la mateixa en qualsevol instant.
- 3- A efecte de transferència de calor amb l'exterior de la cambra, només es consideren la paret superior i inferior de la cambra. S'admet que totes dues superfícies estan a temperatures constants i uniformes (T_{p1} i T_{p2}).
- 4- La temperatura d'entrada del refrigerant a l'evaporador és sempre constant i coneguda.
- 5- No es produeix congelació d'aigua en les aletes de l'evaporador, per tant, la seva eficiència no es veurà modificada (T_{f1}).

3.2. Dimensions de la cambra

Per realitzar la modelització del funcionament de la cambra, s'han pres les dimensions d'una cambra frigorífica ubicada a la cooperativa Bernaus Petit S.A.T a Bellpuig, Lleida

Segons manuals d'utilització de les cambres frigorífiques, s'estableix com a norma general que la distància de separació entre la paret superior i els palots i la paret on està ubicat l'evaporador i el palots, ha de ser com a mínim de 50 cm i entre la part posterior de la cambra i els palots la separació ha de ser superior a 20 cm.

Per el que fa a la separació amb les parets laterals, aquesta hauria de ser com a màxim de 20 cm, sempre que sigui possible.

S'han considerat les següents distàncies (Fig. 14).:

- Entre la paret superior i la massa de fruita: 2 m.
- Entre la paret posterior i la massa de fruita: 0,5 m.
- Entre la paret de l'evaporador i la massa de fruita: 1,5 m.
- Entre les parets lateral i la massa de fruita: 0,45 m.

Les dimensions dels palots de fusta són de 1,05 x 1,05 x 1,00 m, per tant, el nombre de palots que es poden col·locar verticalment (N_z) es calculen segons:

$$N_z = \text{Altura}_{\text{Lliure cambra}} / \text{altura}_{\text{palot}} = (8 - 2) / 1 = 6 \text{ palots}$$

Anàlogament per al nombre de palots que es poden col·locar al llarg de l'amplada (N_x) i profunditat de la cambra (N_y), són:

$$N_x = \text{Amplada}_{\text{Lliure cambra}} / \text{Amplada}_{\text{palot}} = (12,5 - 1,5 - 0,5) / 1,05 = 10 \text{ palots}$$

$$N_y = \text{Profunditat}_{\text{Lliure cambra}} / \text{Profunditat}_{\text{palot}} = (9,3 - 0,45 \cdot 2) / 1,05 = 8 \text{ palots}$$

En cas de que el nombre de palots no fos un nombre enter, aquest s'hauria de arrodonir al l'enter immediatament inferior.

Per tant, el nombre de palots que hi cabran son $N^{\circ}\text{palots} = 10 \times 8 \times 6 = 480 \text{ palots}$.

En quant a la fruita, les consideracions que es fan són:

- Es considera que la fruita emmagatzemada és poma, amb una densitat homogènia ($\rho_{fr} = 840 \text{ kg/m}^3$).
- Tots el fruits tenen el mateix radi ($R = 40 \text{ mm}$).
- La fruita dins del palot queda perfectament ordenada en files i columnes al llarg de les tres dimensions (Fig. 13)

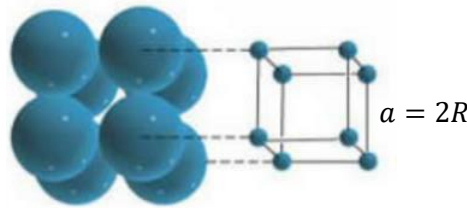


Fig. 13: Distribució de la fruita dins del palot.

Donat que queden buits entre la fruita, el volum ocupat per la fruita és inferior al volum del palot, calculant-se:

$$V_{fr/palot} = V_{palot} \cdot PF$$

on $V_{palot} = 1,05 \cdot 1,05 \cdot 1 = 1,1025 \text{ m}^3$ i PF és el factor d'empaquetament:

$$PF = \frac{V_{fr}}{V_{cub}} = \frac{\pi}{6}$$

Seient $V_{fr} = 4 \cdot \pi \cdot R^3/3$ i $V_{cub} = a^3 = 8R^3$.

Per tant, el nombre de fruits que hi ha en cada palot, és:

$$N^{\circ}fruits/palot = \frac{V_{fr/palot}}{V_{fr}} = \frac{V_{palot} \cdot PF}{V_{fr}}$$

Llavors, la massa total de fruita que s'emmagatzema a dins de la cambra és

$$M = N^{\circ}palots \cdot N^{\circ}fruits/palot \cdot V_{fr} \cdot \rho_{fr}$$

Per un altra banda, la superfície de fruita que està en contacte amb l'aire de la cambra, es calcula segons:

$$A_{fr} = N^{\circ}palots \cdot N^{\circ}fruits/palot \cdot S$$

on $S = 4 \cdot \pi \cdot R^2$.

L'àrea de la paret superior i inferior que esta en contacte amb l'aire és $A_{p1} = A_{p2} = 12,5 \cdot 9,3 = 116,25 m^2$

Segons les característiques de la cambra escollida, la col·locació final dels palots es:

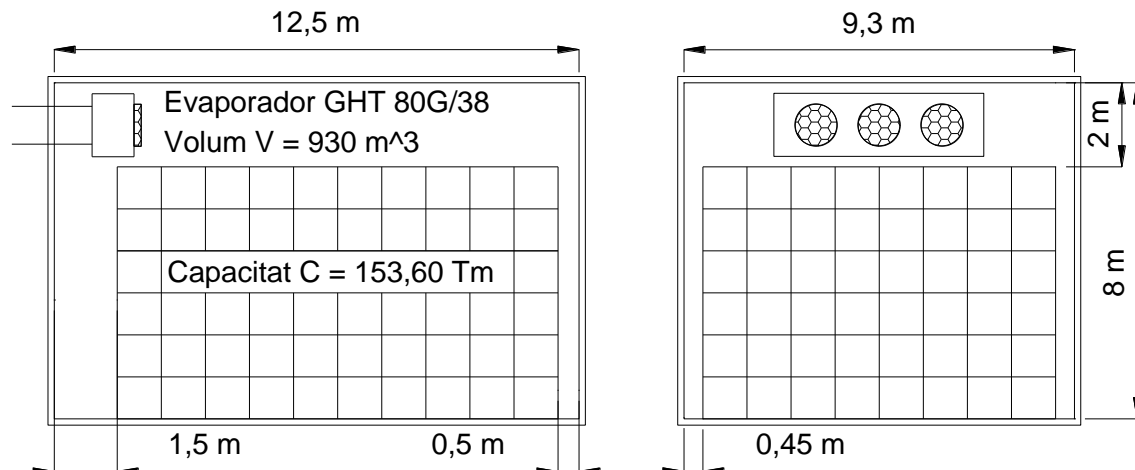


Fig. 14: Esquema de la cambra de Bernaus amb les separacions entre la fruita i les diferents parets per a permetre un flux d'aire òptim.

3.1. Comportament de l'evaporador

Les dades tècniques de l'evaporador, aquestes són:

Taula 3: Característiques tècniques de l'evaporador GHT 080G/38. Catàleg adjunt a l'annex 7.2.

Model	Q_N [KW]	A_e [m²]	Fletxa d'aire [m]	Cabal [m³/h]
GHT 080G/38	152,1	656,1	39	51000

On les dades nominal són per a una diferència de temperatures de $\Delta T = 10 ^\circ C$ i la fletxa d'aire fa referència a la distància màxima que l'evaporador es capaç d'impulsar l'aire.

Donat que la fletxa d'aire és superior a la amplada de la cambra, l'aire impulsat per l'evaporador arriba la paret posterior de la massa de fruita, on el diàmetre dels orificis d'impulsió dels tres ventiladors és $\varnothing = 1,3 m$ impulsant l'aire amb una velocitat de:

$$v = Cabal/S = 6,31 \text{ m/s}$$

Per mantenir la temperatura de la fruita en el punt òptim, l'evaporador s'haurà de engegar per refredar-la i aturar-se quan ja estigui freda mitjançant una sonda de temperatura ubicada a la fruita. Amb aquest mètode, l'evaporador s'estaria engegant i apagant contínuament, produint major desgast dels equips involucrats.

Per a evitar això, s'utilitza un control seqüencial, en el qual es permet que la temperatura oscil·li entre dues temperatures (T_{min} i T_{max}) com es mostra en la Fig. 15 amb execució periòdica.

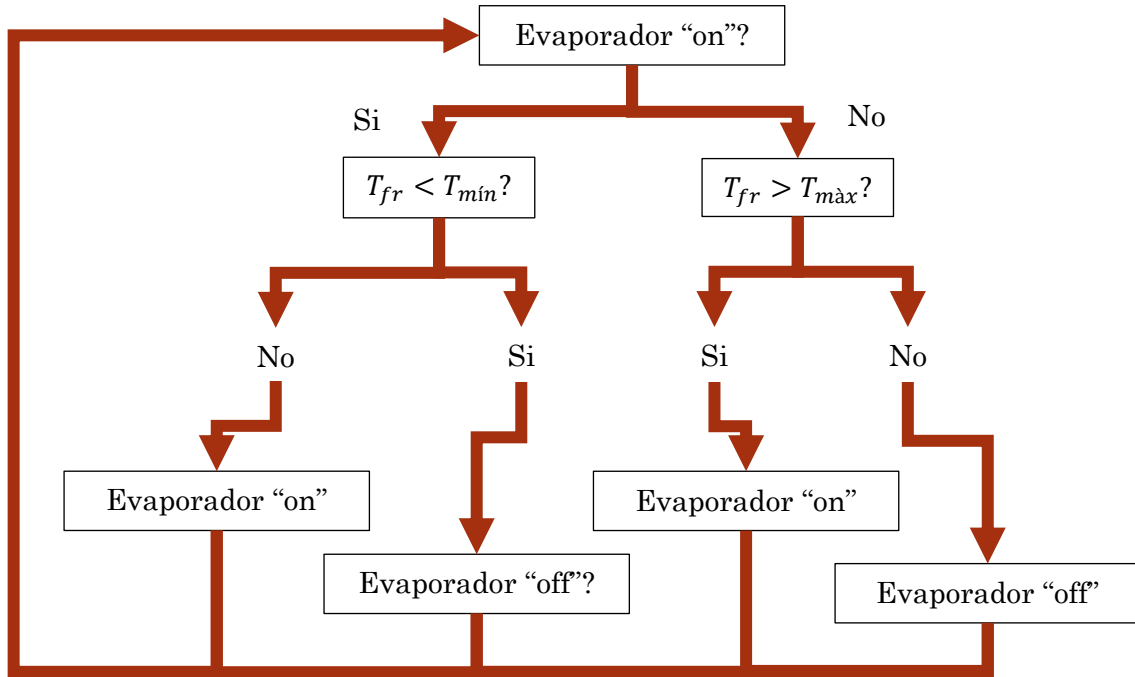


Fig. 15: Diagrama de control de l'estat de l'evaporador (control seqüencial).

3.2. Coeficients de Convecció

La transferència de calor per convecció depèn de la superfície de contacte amb l'aire, velocitat de l'aire, geometria de l'objecte, temperatura, tipus de fluid, etc.

3.2.1. Coeficient de convecció a l'evaporador (U_e) i fruita.

El valor del coeficient de convecció de l'evaporador (U_e), és obtingut de la transferència de calor entre l'evaporador i l'aire:

$$Q_N = U_e \cdot A_e \cdot \frac{T_{a,out} - T_{a,in} - (T_{f,out} - T_{f,in})}{\ln\left(\frac{T_{a,out} - T_{f,out}}{T_{a,in} - T_{f,in}}\right)} \quad (1)$$

on T_a és la temperatura de l'aire i T_f és la temperatura del fluid refrigerant. Suposant que aquestes temperatures són $T_{a,in} = -5^\circ\text{C}$, $T_{a,out} = -10^\circ\text{C}$, $T_{f,in} = -20^\circ\text{C}$ i $T_{f,out} = -13^\circ\text{C}$, d'on s'obté un coeficient de convecció de $U_e = 186,55 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$, el qual es considera sempre constant.

Per el que fa al coeficient de convecció a la massa de fruita, aquest es considera de $U_{fr} = 120 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.

3.2.2. Coeficient de convecció a les parets (U_p)

Per a quantificar el fenomen de la convecció en les parets, s'utilitza el nombre de Nusselt:

$$Nu = U_p \cdot L/k \quad (2)$$

on U_p és el coeficient de convecció en la paret, k és la conductivitat tèrmica de l'aire [$\text{W/m}^\circ\text{C}$], L és la longitud que recorre l'aire des de la sortida de l'evaporador fins a la paret posterior de la cambra [m] i Nu és el nombre de Nusselt.

El nombre de Nusselt està relacionat amb la velocitat de l'aire (Re) i les seves propietats (Pr), les quals depenen de les concentracions volumètriques dels següents gasos (χ):

Taula 4: Diferent gasos que es consideren en l'aire de la cambra a efectes de càlcul. Concentracions a la Taula 5.

Nitrogen (N_2).	Hidrogen (H_2).
Oxigen (O_2).	Metà (CH_4).
Diòxid de carboni (CO_2).	Etilè (C_2H_4).
Aigua (H_2O).	Età (C_2H_6).
Diòxid de sofre (SO_2).	Propà (C_3H_8).
Monòxid de carboni (CO).	Butà (C_4H_{10}).
Àcid sulfhídric (H_2S).	

El nombre de Nusselt s'aproxima mitjançant les següents correlacions empíriques:

- Flux laminar ($Re < 5 \cdot 10^5$):

$$Nu = 0.664 \cdot Re^{\frac{1}{2}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (3)$$

- Flux turbulent ($Re > 5 \cdot 10^5$):

$$Nu = 0.037 \cdot Re^{\frac{4}{5}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (4)$$

on Re és el nombre de Reynolds i Pr és el nombre de Prandtl, definits per:

$$Re = v \cdot L/\nu \quad (5)$$

$$Pr = \nu/\alpha \quad (6)$$

on v és la velocitat del fluid per la paret, L és la longitud característica, ν és la viscositat cinemàtica i α és la difusivitat tèrmica del fluid.

La viscositat cinemàtica es calcula:

$$\nu = \mu/\rho \quad (7)$$

on μ és la viscositat dinàmica i ρ és la densitat del fluid.

La viscositat dinàmica es calcula segons la fórmula de Sutherland (Alexander J. Smits & Jean Paul Dussage, 2006) com a funció de la temperatura del gas:

$$\mu_i = \mu_{1,i} \cdot \frac{T_1 + C_i}{T + C_i} \cdot \sqrt{\left(\frac{T}{T_{1,i}}\right)^3} \cdot \chi_i \quad (8)$$

on $\mu_{1,i}$ és la viscositat dinàmica de referència a temperatura T_1 i C és el coeficient de temperatura efectiva que és proporcional a la temperatura d'ebullició del gas "i":

$$C_i = 1,458 \cdot T_{\text{ebullició},i} \quad (9)$$

La densitat del fluid mescla ve donada per:

$$\rho_i = \rho_{0,i} \cdot \frac{T_{0,i}}{T} \cdot \chi_i \quad (10)$$

on $\rho_{0,i}$ és la densitat del gas “i” a una temperatura coneguda $T_{0,i}$.

Per el que fa a la difusivitat tèrmica del fluid, aquesta es calcula:

$$\alpha = \frac{k}{c_p \cdot \rho} \quad (11)$$

on k és la conductivitat tèrmica i c_p és la calor específica a pressió constant del fluid.

La conductivitat tèrmica es calcula segons la correlació empírica (J. R. Tallackson , 1976):

$$k_i = (a_i + b_i \cdot T + c_i \cdot T^2 + d_i \cdot T^3) \cdot \chi_i \quad (12)$$

on $a_i, b_i, c_i, i d_i$ són coeficients obtinguts empíricament del gas “i”.

La capacitat calorífica (Bonnie J. McBride, 1993) és:

$$c_{p,i} = (a_i \cdot T^{-2} + b_i \cdot T^{-1} + c_i + d_i \cdot T + e_i \cdot T^2 + f_i \cdot T^3 + g_i \cdot T^4) \cdot \chi_i \cdot R / Mm_i \quad (13)$$

on $a_i, b_i, c_i, d_i, e_i, f_i$ i g_i són coeficient obtingut empíricament, Mm_i és la massa molar del gas “i” i R és la constant dels gasos ideals, la qual és $R = 8,314 \text{ J/mol} \cdot K$.

Per tant, la densitat global de la barreja de fluids és:

$$\rho = \sum_i \rho_i$$

La capacitat calorífica:

$$C_p = \sum_i C_{p,i}$$

La conductivitat tèrmica:

$$k = \sum_i k_i$$

I la viscositat dinàmica:

$$\mu = \sum_i \mu_i$$

Per el que fa als diferents paràmetres citats en les equacions anteriors, aquest són:

Taula 5: Paràmetres de les correlacions emprades per al càlcul del calor específic, conductivitat tèrmica, massa molar, volum molar i densitat per a una mescla de diferents gasos. Totes les expressions són estrictament en unitats del SI.

		Gas												
		N2,	O2	CO2	H2O	SO2	CO	H2	CH4	C2H4	C2H6	C3H8	C4H10	H2S
Concentració [%]		78,084	20,946	0,035	0,0935	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
c_p	a	2,2103	-3,4255	4,9436	-3,9479	-5,3108	1,4890	4,0783	-17,6680	-11,6360	-18,6200	-24,3310	-31,7590	0,9544
	b	-3,8184	4,8470	-6,2641	5,7557	9,0903	-2,9223	-8,0091	27,8618	25,5480	34,0620	46,5630	61,7633	-0,6875
	c	6,0827	1,1190	5,3017	0,9318	-2,3569	5,7245	8,2147	-12,0257	-16,0970	-19,5170	-29,3940	-38,9150	4,0549
	d	-8,5309	4,2939	2,5038	7,2227	22,0440	-8,1762	-12,6970	39,1762	66,2570	75,6580	118,8900	158,4600	-0,3014
	e	1,3846	-0,0684	-0,0213	-0,7343	-2,5107	1,4569	1,7536	-3,6190	-7,8851	-8,2042	-13,7630	-18,6000	0,3768
	f	-9,6258	-2,0233	-0,7900	4,9550	14,4630	-10,8770	-12,0280	20,2685	51,2520	50,6110	88,1480	119,9700	-2,2393
	g	2,5197	1,0390	0,2850	-1,3369	-3,3690	3,0280	3,3681	-4,9767	-13,7030	-13,1930	-23,4290	-32,0167	0,3087
k	a	0,3918	-0,3272	-7,2139	17,5000	-8,0847	0,5066	168,0000	-1,8686	-17,6013	-31,6103	1,8580	1,8580	17,5000
	b	0,9814	0,9965	0,8014	0,6586	0,6343	0,9123	5,6800	0,8725	1,1995	2,2014	0,0470	0,0470	0,6586
	c	-5,0660	-3,7426	0,5476	-3,4412	-1,3816	-3,5236	2,3540	11,7857	3,3339	-19,2300	21,7630	21,7630	-3,4412
	d	1,5034	0,9730	-1,0526	100,9100	0,2303	0,8356	0,0000	-3,6136	-1,3657	16,6383	-8,4071	-8,4071	100,9100
M_M	M	28,0100	31,9988	44,0100	18,0200	64,0600	28,0110	2,0160	16,0400	28,0540	30,7000	44,0970	58,1200	34,0760
μ	mu1	17,4990	20,1940	14,5680	14,2000	12,6260	16,6000	8,7800	10,7450	10,1520	9,1810	8,1810	7,3590	12,6740
	T1	20,0000	20,0000	20,0000	20,0000	20,0000	0,0000	20,0000	20,0000	20,0000	20,0000	28,0000	20,0000	33,0000
	Tc	-196,0000	-183,0000	-78,5000	99,6300	-10,0000	-191,5000	-253,0000	-258,7000	-103,7000	-88,0000	-42,1000	-0,5000	-60,0000
V_M	M	22,4100	22,3800	22,2300	22,4100	21,9400	22,4140	22,4400	22,2800	22,2600	22,2700	22,4140	22,4140	22,4140
ρ_0	ro0	1,1650	1,3310	1,8420	0,8040	2,2790	1,1650	0,0866	0,6680	1,2600	1,2640	1,8820	2,4890	1,4340

3.3. Model 1

En aquest primer model, es considera que tota la massa de fruita té una temperatura homogènia en cada instant.

Les hipòtesis realitzades per aquest model, a més a més de les hipòtesis generals, són (Fig. 16):

- 1- El flux d'aire surt dels ventiladors, passa per paret superior (paret 1) fins al fons de la cambra on l'aire és redirigit cap a la part posterior de la fruita. Una vegada que l'aire ha travessat la massa de fruita, aquest retorna cap a l'evaporador absorbint la calor cedida per la paret inferior de la cambra (paret 2).

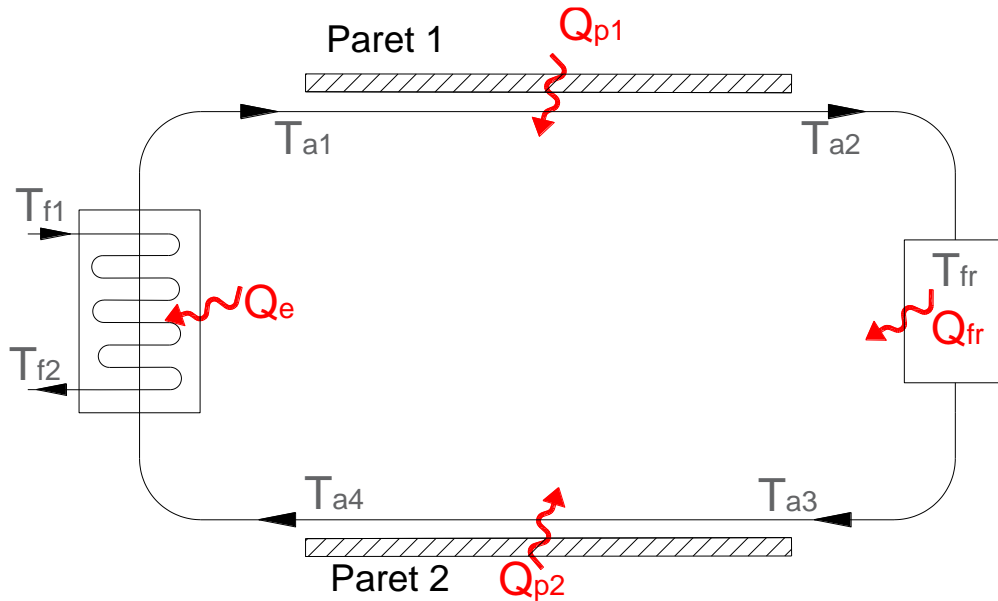


Fig. 16: Esquematzació dels fluxos de calor i d'aire a l'interior de la cambra.

Els fluxos de calor es quantifiquen de la següent manera:

La calor absorbida pel fluid frigorífic de l'evaporador (Q_e) s'ha calculat amb l'equació:

$$Q_e = \dot{m}_f \cdot c_{pf} \cdot (T_{f2} - T_{f1}) \quad (14)$$

on T_{f1} i T_{f2} són, respectivament, la temperatura d'entrada i sortida del fluid frigorífic a l'evaporador, \dot{m}_f és el cabal màssic i c_{pf} és la calor específica del fluid refrigerant.

Aquesta calor és la mateixa que la cedida per l'aire al seu pas per l'evaporador:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_a \cdot c_{pa} \cdot (T_{a4} - T_{a1}) \quad (15)$$

on T_{a4} és la temperatura de l'aire just abans d'entrar l'evaporador i T_{a1} és la temperatura de sortida, \dot{m}_a és el cabal màssic i c_{pa} és la calor específica de l'aire.

La transferència de calor que proporciona el bescanviador de calor és calcula mitjançant la diferencia de temperatures mitja logarítmica:

$$\dot{Q}_e = U_e \cdot A_e \cdot \frac{(T_{a4} - T_{a1}) - (T_{f2} - T_{f1})}{\ln\left(\frac{T_{a4} - T_{f2}}{T_{a1} - T_{f1}}\right)} \quad (16)$$

Quan l'aire surt de l'evaporador cap a la massa de fruita, aquest absorbeix la calor de la paret superior (paret 1) de la cambra frigorífica, la qual ve regida per les equacions (17) i (18):

$$\dot{Q}_{p1} = \dot{m}_a \cdot c_{pa} \cdot (T_{a2} - T_{a1}) \quad (17)$$

on \dot{Q}_{p1} és el flux de calor absorbit de la paret per l'aire i T_{a2} és la temperatura de l'aire una vegada ha recorregut tota la longitud de la paret 1.

La transferència de calor de l'aire i la paret ve regida per:

$$\dot{Q}_{p1} = U_{p1} \cdot A_{p1} \cdot \frac{T_{a2} - T_{a1}}{\ln\left(\frac{T_{p1} - T_{a1}}{T_{p1} - T_{a2}}\right)} \quad (18)$$

Quan l'aire passa a través de la massa de fruita, l'equació de la transferència de calor és:

$$\dot{Q}_{fr} = \dot{m}_a \cdot c_{pa} \cdot (T_{a3} - T_{a2}) \quad (19)$$

on \dot{Q}_{fr} és la transferència de calor entre la massa de fruita cap a l'aire i T_{a3} és la temperatura de l'aire una vegada ha travessat la massa de fruita.

L'equació que regeix la transferència de calor entre la massa de fruita i l'aire és:

$$\dot{Q}_{fr} = U_{fr} \cdot A_{fr} \cdot \frac{T_{a3} - T_{a2}}{\ln\left(\frac{T_{fr} - T_{a2}}{T_{fr} - T_{a3}}\right)} \quad (20)$$

on T_{fr} és la temperatura de la fruita.

Durant el recorregut de tornada de l'aire cap a l'evaporador, aquest absorbeix el calor de la paret inferior (paret 2) de la cambra:

$$\dot{Q}_{p2} = \dot{m}_a \cdot c_{pa} \cdot (T_{a4} - T_{a3}) \quad (21)$$

on \dot{Q}_{p2} és la quantitat de calor que és absorbit per l'aire de la paret 2 i T_{a4} és la temperatura de l'aire una vegada ha recorregut tota la longitud de la paret inferior i just a l'entrada de l'evaporador.

I la transferència de calor al llarg de la paret 2 és:

$$\dot{Q}_{p2} = U_{p2} \cdot A_{p2} \cdot \frac{T_{a4} - T_{a3}}{\ln\left(\frac{T_{p2} - T_{a3}}{T_{p2} - T_{a4}}\right)} \quad (22)$$

La massa de fruita transfereix la seva energia tèrmica cap a l'aire alhora que es refreda transitòriament seguit la llei:

$$dT_{fr}/dt = \dot{Q}_{fr}/M \cdot c_{pfr} \quad (23)$$

3.3.1. Mètode de l'eficiència NTU

S'aplica el mètode NTU per transformar les equacions de les diferències de temperatura mitjana logarítmica.

L'eficiència (ε) és la relació entre la calor real (\dot{Q}_e) i la màxima calor que el bescanviador de calor pot transferir ($\dot{Q}_{e,m\grave{a}x}$) en el cas en que la superfície dels sigui infinita:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_{e,m\grave{a}x}} \quad (24)$$

Aquesta transferència de calor depèn del producte del cabal màssic i del calor específic de cada fluid:

- Si $C_a < C_f$, la transferència màxima de calor possible serà:

$$\dot{Q}_{e,m\grave{a}x} = C_a \cdot (T_{a4} - T_{f1}) \quad (25)$$

- Si $C_f < C_a$, la transferència màxima de calor possible serà:

$$\dot{Q}_{e,m\grave{a}x} = C_f \cdot (T_{a4} - T_{f1}) \quad (26)$$

seent $C_a = \dot{m}_a \cdot c_{pa}$ i $C_f = \dot{m}_f \cdot c_{pf}$.

Per tant, la transferència de calor màxima serà $\dot{Q}_{e,m\grave{a}x} = C_{\min} \cdot (T_{a4} - T_{f1})$.

De l'equació (14) i (15) s'obté:

$$T_{f2} = T_{f1} + \dot{Q}_e / C_f \quad (27)$$

$$T_{a1} = T_{a4} - \dot{Q}_e / C_a \quad (28)$$

Substituint i desenvolupant en l'equació (16):

$$\dot{Q}_e = \frac{1 - \exp(U_e A_e \beta)}{\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_a} \exp(U_e A_e \beta)} (T_{a4} - T_{f1}) = \varepsilon \cdot C_{\min} \cdot (T_{a4} - T_{f1}) \quad (29)$$

on $\beta = \frac{1}{C_a} - \frac{1}{C_f}$.

Per tant, s'obté que l'eficiència és:

$$\varepsilon = \frac{1}{C_{\min}} \cdot \frac{1 - \exp(U_e A_e \beta)}{\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_a} \exp(U_e A_e \beta)} \quad (30)$$

Si $C_{\min} = C_f$, es té:

$$C_R = \frac{C_{\min}}{C_{m\grave{a}x}} = C_f / C_a \quad (31)$$

$$U_e A_e \beta = \frac{U_e A_e}{C_{\min}} \cdot (C_R - 1) = -NTU(1 - C_R) \quad (32)$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-NTU(1 - C_R))}{1 - C_R \exp(-NTU(1 - C_R))} \quad (33)$$

Si $C_{\min} = C_a$, es té:

$$C_R = \frac{C_{\min}}{C_{m\grave{a}x}} = C_a / C_f \quad (34)$$

$$U_e A_e \beta = \frac{U_e A_e}{C_{\min}} \cdot (1 - C_R) = NTU(1 - C_R) \quad (35)$$

$$\varepsilon_e = \frac{1 - \exp(NTU(1 - C_R))}{C_R - \exp(NTU(1 - C_R))} = \frac{1 - \exp(-NTU(1 - C_R))}{1 - C_R \exp(-NTU(1 - C_R))} \quad (36)$$

Essent en ambdós casos $NTU = (U_e A_e) / C_{\min}$.

Amb la qual cosa, s'obté la mateixa expressió de l'eficiència sigui quin sigui el cas simplificant-se l'equació (16), obtenint així, l'equació (37):

$$\dot{Q}_e = U_e \cdot A_e \cdot \frac{(T_{a4} - T_{a1}) - (T_{f2} - T_{f1})}{\ln\left(\frac{T_{a4} - T_{f2}}{T_{a1} - T_{f1}}\right)} = \varepsilon_e \cdot C_{min} \cdot (T_{a4} - T_{f1}) \quad (37)$$

En el cas particular de que un dels dos medis estigui a temperatura constant, com és en el cas de les parets de la cambra, el terme de l'eficiència queda:

$$\varepsilon_p = 1 - \exp(-U_p A_p / C_a) \quad (38)$$

Amb la qual cosa, també simplifica les equacions (18), (20) i (22), substituint-se per les equacions (39), (40) i (41):

$$\dot{Q}_{p1} = \varepsilon_{p1} \cdot (T_{p1} - T_{a1}) \quad (39)$$

$$\dot{Q}_{fr} = \varepsilon_{fr} \cdot (T_{fr} - T_{a2}) \quad (40)$$

$$\dot{Q}_{p2} = \varepsilon_{p2} \cdot (T_{p2} - T_{a3}) \quad (41)$$

Donat que el sistema algebraic disposa de 9 equacions (eq. (14), (15), (17), (19), (21), (37), (39), (40) i (41)) i 9 incògnites ($T_{f2}, T_{a1}, T_{a2}, T_{a3}, T_{a4}, Q_e, Q_{p1}, Q_{p2}$ i Q_{fr}), té una solució única per a una temperatura T_{fr} donada. L'equació (23) permet calcular-ne la seva variació temporal per integració numèrica.

3.3.2. Estructura de les variables

Per el que fa a la estructura de les variables que s'han fet servir al programa Matlab, s'ha decidit emmagatzemar les temperatures en un vector T_a , els valors de les transferències de calor en un vector q tal que $\dim(T_a) = \dim(q) = 1 \times 4$, mentre que per emmagatzemar la evolució d'aquests en cada instant avaluat, s'ha utilitzat una matriu per a les temperatures i una per a les diferents transferències de calor (TA i Q , respectivament).

Per el que fa al estat de l'evaporador, aquest s'emmagatzema en un altre vector anomenat *EVAPORADOR*, en el qual s'emmagatzema l'estat de l'evaporador durant tot el període de simulació.

3.3.3. Algorisme de resolució del model 1

La metodologia de resolució és la descrita en el diagrama de bloc (Fig. 17), en el qual es comença suposant la temperatura d'entrada de l'aire a l'evaporador (T_{a4}).

Totes les rutines emprades s'han implementat en el programa Matlab R2015a (7.1 Funcions Matlab).

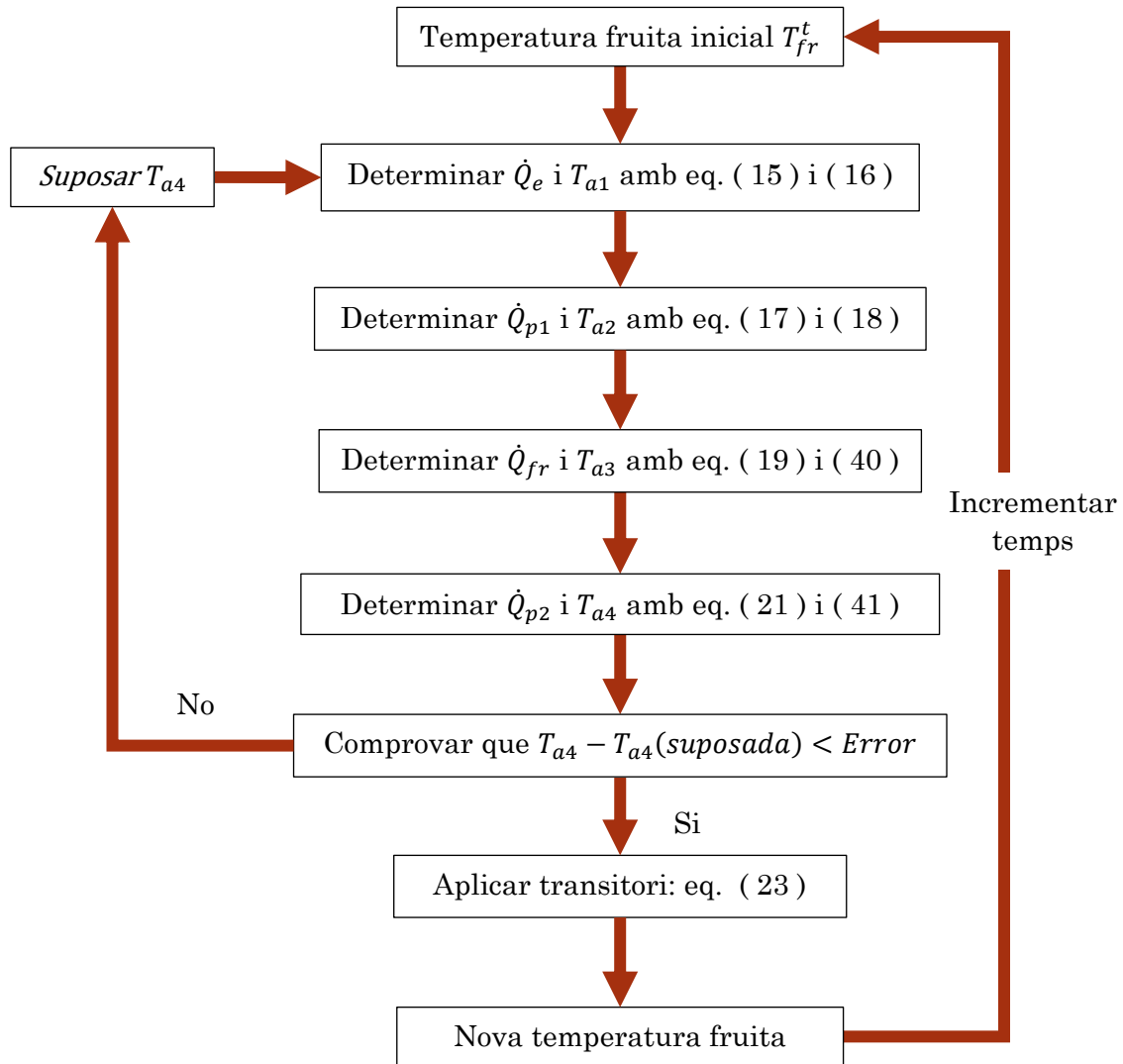


Fig. 17: Diagrama de l'algorisme de resolució de la modelització 1.

Per tal de resoldre l'equació (23) s'ha considerat que és suficient la precisió de càlcul que s'obté amb el mètode d'Euler.

3.3.4. Paràmetres utilitzats

El paràmetres que s'han utilitzat alhora per realitzar la simulació del model 1 són:

Taula 6: Paràmetres emprats en la simulació del model 1.

Símbol	Valor	Unitats	Descripció
c_{pa}	1005	$J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$	Calor específic de l'aire.
c_{pf}	3700	$J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$	Calor específic del fluid refrigerant (glicol).
c_{pfr}	3800	$J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$	Calor específic de la fruita (poma).
\dot{m}_a	18,85	$kg \cdot s^{-1}$	Cabals màssics de l'aire.
\dot{m}_f	15	$kg \cdot s^{-1}$	Cabals màssics de refrigerant.
M	232,75	Tm	Massa total de fruita.
U_e	186,55	$W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$	Coefficient de transferència de calor de l'evaporador.
U_{fr}	120	$W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$	Coefficient de transferència de calor de la fruita.
A_e	656,10	m^2	Àrea de transferència de calor de l'evaporador.
A_{fr}	20782	m^2	Àrea de transferència de calor de la fruita.
A_{p1}	116,25	m^2	Àrea de transferència de calor de la paret superior.
A_{p2}	116,25	m^2	Àrea de transferència de calor de la paret inferior.
T_{fr}	15	$^\circ C$	Temperatura inicial de la fruita.
T_{p1}	3	$^\circ C$	Temperatura de la paret superior.
T_{p2}	3	$^\circ C$	Temperatura de la paret inferior.
T_{f1}	-20	$^\circ C$	Temperatura del refrigerant a l'entrada de l'evaporador.
T_{min}	2	$^\circ C$	Temperatura mínima que pot assolir la fruita.
T_{max}	3,6	$^\circ C$	Marge de temperatura màxima permès respecte T_{min} .
k_a	0,024	$W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$	Conductivitat tèrmica de l'aire.
k_{fr}	-	$W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$	Conductivitat tèrmica de la fruita.
L	12,5	m	Longitud característica de la paret.
v	10,67	$m \cdot s^{-1}$	Velocitat de l'aire en les parets.
$tempstotal$	24	h	Temps total de simulació.
it	10	s	Increment de temps.

3.3.5. Resultats de la simulació amb el model 1

Els resultats que s'han obtingut un cop realitzada la simulació del model 1 són:

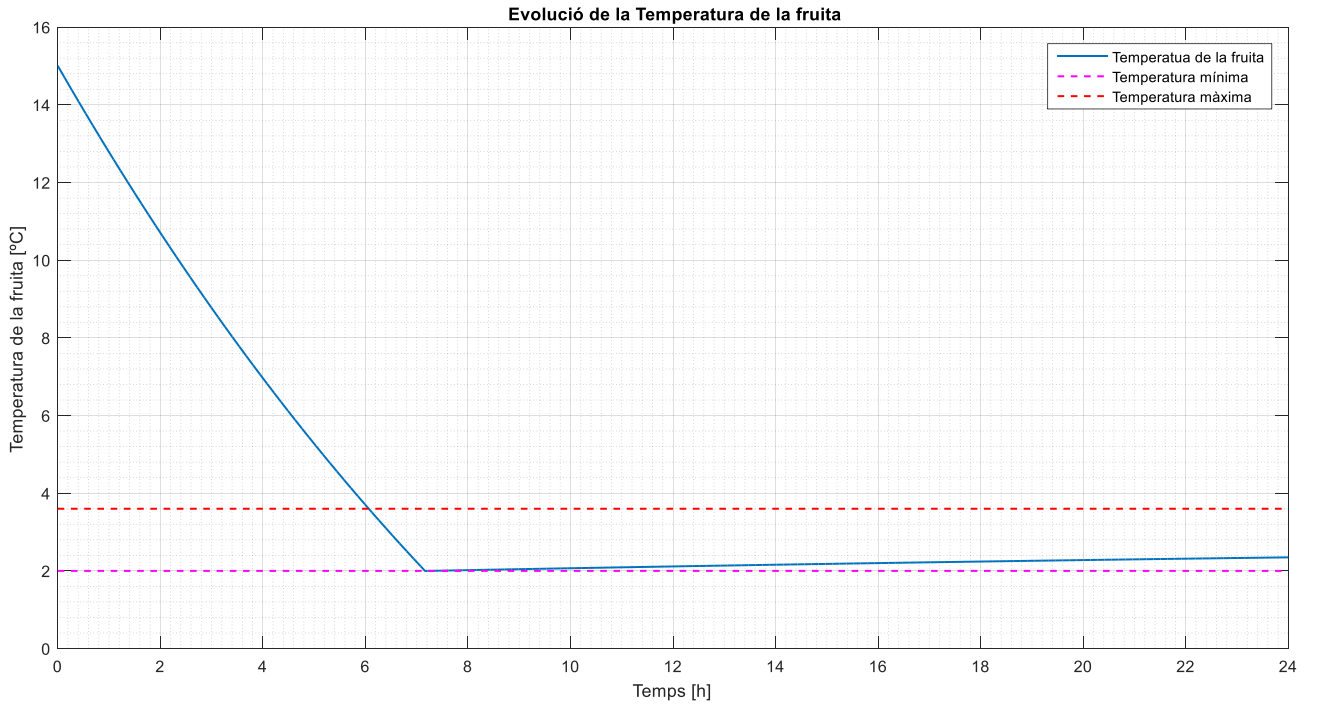


Fig. 18: Evolució de la temperatura de la massa de fruita durant un període de simulació de 24 h, temperatura de les parets de 3 °C partint d'una temperatura inicial de la fruita de 15 °C.

En la Fig. 18 s'observa que mentre l'evaporador es manté obert la temperatura de la fruita va disminuint.

Una vegada que la fruita ha assolit la temperatura mínima, l'evaporador para d'absorbir calor de l'interior de la cambra. Com a conseqüència, la fruita es torna a escalfar.

Segons aquest primer model, el temps de funcionament de l'evaporador en les primeres 24 h de refrigeració és de, aproximadament, 7 h. La ventilació sempre es manté oberta.

Si les temperatures de les parets són més elevades, per exemple $T_{p1} = T_{p2} = 8^{\circ}\text{C}$, s'obté:

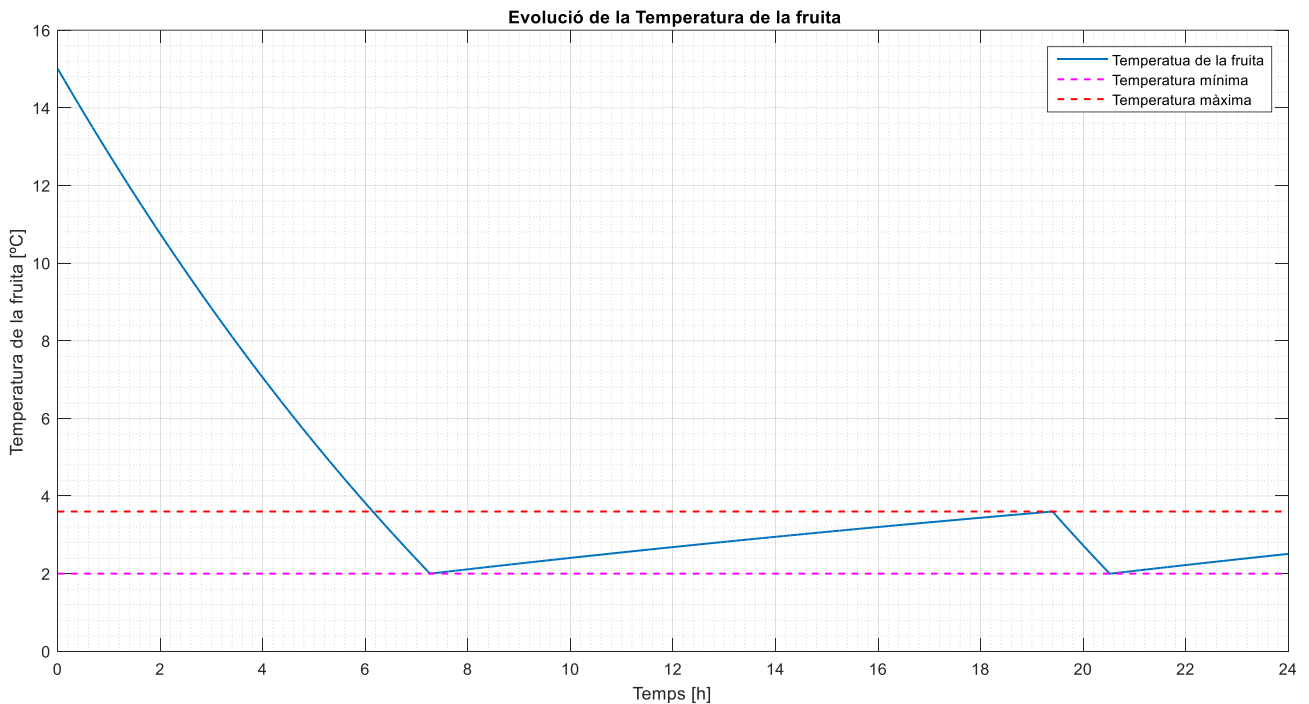


Fig. 19: Evolució de la temperatura de la massa de fruita durant un període de simulació de 24 h amb la temperatura de les parets de 8°C partint d'una temperatura inicial de la fruita de 15°C .

En aquestes condicions, s'observa que en un període de 24 h l'estat de l'evaporador canvia més vegades degut a que l'aire de la cambra s'escalfa a major ritme, i com a conseqüència, la fruita també s'escalfa més ràpidament que en el cas anterior.

Una vegada que ha assolit per primer cop la temperatura mínima, l'evaporador estarà obert, aproximadament, 2 h de cada 14 h, és a dir, un 14,28 % del temps total de conservació.

Respecte al temps que triga en assolir la temperatura mínima, aquest es veu lleugerament incrementat, també pel mateix motiu.

3.3.6. Anàlisi de sensibilitat del model 1

Donat que en el plantejament d'aquest model s'han suposat valors aproximats dels coeficients de convecció en l'evaporador (U_e) i en la fruita (U_{fr}), es realitza una anàlisi de sensibilitat del model per observar com varien els resultats.

A més a més, també es realitza l'anàlisi de sensibilitat amb diferents temperatures de les parets de la cambra.

Els indicadors que s'han emprat per aquesta anàlisi són:

- I_1 : temps que triga la fruita en assolir una temperatura de $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ introduint la fruita a una temperatura inicial $T_{fr} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- I_2 : energia tèrmica per quilo de fruita que extreu l'evaporador per a refredar la fruita de $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ fins a $2\text{ }^{\circ}\text{C}$, calculant-se:

$$I_2 = \frac{1}{3,6 \cdot M \cdot 10^6} \cdot \int_0^{I_1} \dot{Q}_e dt \text{ [kW} \cdot \text{h} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

on \dot{Q}_{et} és la transferència de calor total que ha extret l'evaporador fins a un temps I_1 .

Els valors per al coeficient de convecció de l'evaporador s'ha considerat $\pm 10\%$, $\pm 25\%$ i $\pm 50\%$ del valor nominal $U_{fr} = 186,55\text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$, mentre que per al coeficient de convecció de la fruita s'ha considerat de $0,3, 1$ i $5\text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$.

Per a les temperatures de les parets, aquestes s'han considerat de $3, 5$ i $8\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Els resultats obtinguts són:

Taula 7: Anàlisi de sensibilitat del model 1 per als paràmetres T_{p1}, T_{p2}, U_e i U_{fr} (valors de referència en negreta).

U_e [W · m ⁻² · °C]	U_{fr} [W · m ⁻² · °C]	$T_p = 3\text{ }^{\circ}\text{C}$		$T_p = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$		$T_p = 8\text{ }^{\circ}\text{C}$	
		I_1 [h]	I_2 [kW · h · kg ⁻¹]	I_1 [h]	I_2 [kW · h · kg ⁻¹]	I_1 [h]	I_2 [kW · h · kg ⁻¹]
93,28	0,3	23,483	72,644	23,625	77,234	23,839	84,302
	1	10,286	20,916	10,350	21,846	10,444	23,270
	5	7,314	13,124	7,358	13,607	7,428	14,359
	120	7,300	13,093	7,344	13,574	7,411	14,314
139,91	0,3	23,292	72,123	23,422	76,615	23,619	83,520
	1	10,164	20,694	10,219	21,583	10,306	22,957
	5	7,206	12,946	7,247	13,414	7,306	14,117
	120	7,189	12,905	7,231	13,372	7,292	14,082
167,90	0,3	23,256	72,030	23,383	76,499	23,575	83,357
	1	10,139	20,646	10,194	21,534	10,278	22,894
	5	7,183	12,908	7,225	13,375	7,283	14,076
	120	7,169	12,876	7,208	13,333	7,267	14,031
186,55	0,3	23,242	71,989	23,369	76,456	23,561	83,311
	1	10,131	20,631	10,186	21,518	10,269	22,877
	5	7,178	12,901	7,217	13,359	7,275	14,060
	120	7,161	12,861	7,200	13,317	7,258	14,015
205,21	0,3	23,236	71,981	23,361	76,430	23,553	83,283
	1	10,125	20,620	10,181	21,506	10,264	22,865
	5	7,172	12,890	7,211	13,348	7,269	14,048
	120	7,156	12,850	7,194	13,305	7,256	14,013
233,19	0,3	23,228	71,952	23,356	76,417	23,544	83,250
	1	10,119	20,607	10,175	21,493	10,258	22,850
	5	7,169	12,887	7,208	13,344	7,267	14,044
	120	7,153	12,846	7,192	13,302	7,250	13,999
279,83	0,3	23,225	71,948	23,350	76,395	23,542	83,246
	1	10,119	20,612	10,172	21,487	10,256	22,844
	5	7,167	12,882	7,206	13,339	7,264	14,039
	120	7,150	12,841	7,189	13,296	7,247	13,994

En la Taula 7 s'observa que per una variació del paràmetre U_{fr} del $\pm 50\%$ respecte al valor nominal, els dos indicadors es mantenen pràcticament sense modificació alguna.

Per al paràmetre U_{fr} s'ha observat que per a valor superiors a $5 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ ambdós indicador tampoc es veuen modificats, mentre que quan el valor és menor, aquest temps s'incrementa dràsticament. Això és degut a que quan menor és aquest paràmetre, la fruita té major dificultat per a perdre la calor que emmagatzema.

En quant a les temperatures de les parets de la cambra, per a un increment de aproximadament 3°C , produeix un increment de aproximadament $0,2 \text{ h}$ i $4 \text{ kW} \cdot \text{h} \cdot \text{kg}^{-1}$. Això és degut a que a major temperatura de les parets, més ràpidament s'escalfa l'aire de la cambra, i com a conseqüència, més lentament es refreda la fruita, implicant que l'evaporador hagi de extreure més calor per quilo de fruita.

3.4. Model 2

En aquest model es considera la massa total de fruita distribuïda en diferents divisions, cadascuna a temperatura uniforme en tot el seu volum. A més a més, també s'ha considerat el model de flux d'aire proposat per *O. Laguerre, et al. (2014)*, els quals varen analitzar experimentalment la velocitat de l'aire en diferents punts d'una cambra experimental per tal de treure'n un model que l'aproximi.

Les hipòtesis realitzades per aquest model són (Fig. 20):

- 1- L'aire que és impulsat pel ventilador de l'evaporador amb un cabal màssic \dot{m}_a constant, recorre tot la paret superior, absorbint calor fins arribar al darrere de la massa de fruita. Tot seguit, el cabal es divideix en n cabals paral·lels que passen a través de les diferents divisions, absorbint calor de la fruita (Fig. 21). Després de travessar cadascuna de les divisions de fruita, el cabal d'aire es torna a ajuntar i recorre la paret inferior de la cambra fins arribar a l'entrada de l'evaporador.
- 2- L'evaporador produeix un efecte de succió a la sortida del mateix forçant que l'aire de l'entrada es barregi amb l'aire impulsat.
- 3- La sonda de temperatures que governa el sistema està ubicada a la divisió horitzontal de fruita més alta.

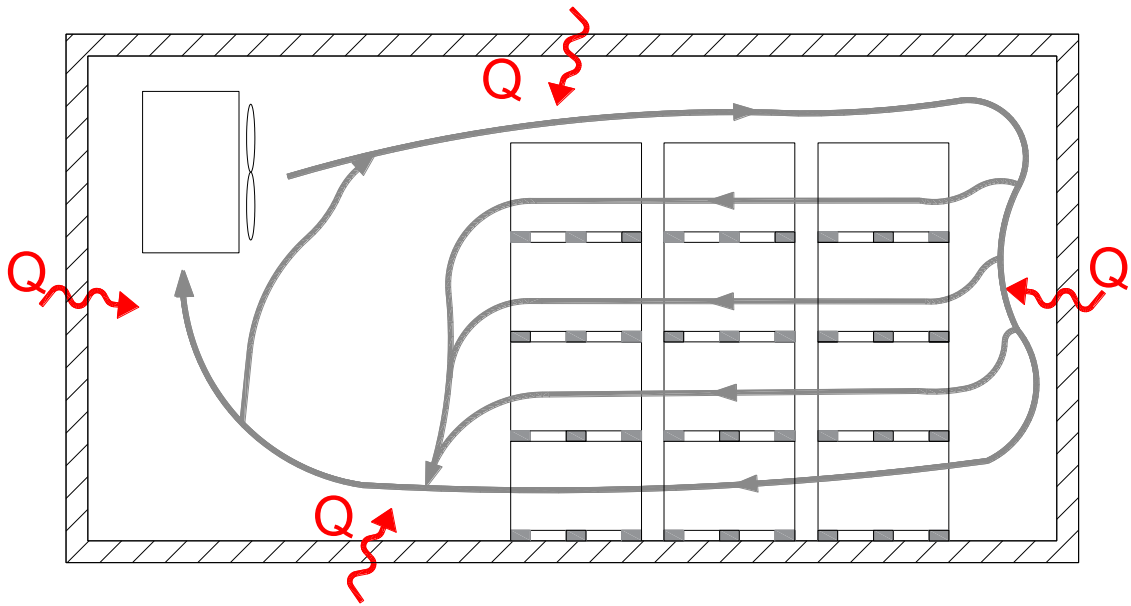


Fig. 20: Vista de perfil de la cambra frigorífica amb representació del comportament del flux d'aire.

L'esquema corresponent a la simplificació dels diferents fluxos és:

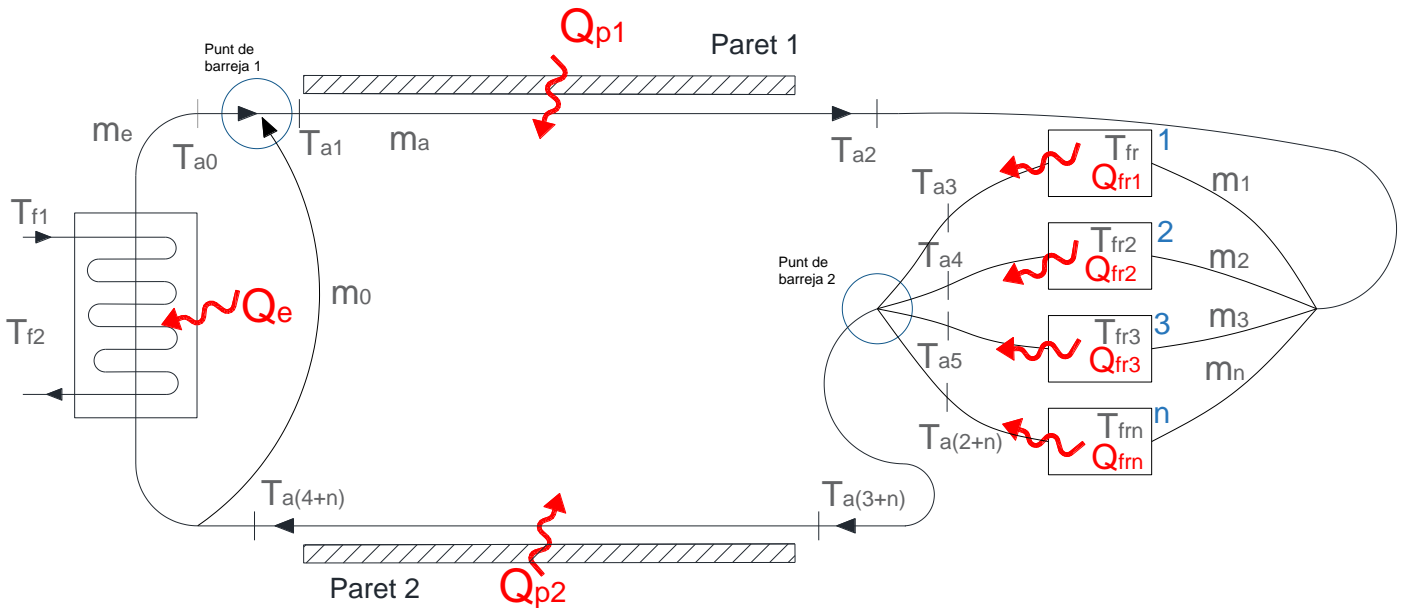


Fig. 21: Esquematització dels fluxos en l'interior de la cambra, tenint en compte divisions horitzontals de la massa de fruita.

Al nombre de divisions horitzontals de la fruita li anomenem n . En el cas de que $n = 1$ i que el cabal màssic $\dot{m}_0 = 0$, s'obté el mateix resultat que el model 1. En el cas de que $n > 1$, s'ha realitzat les següents consideracions:

- No hi ha interacció tèrmica entre les diferents divisions horitzontals.
- Cada divisió horitzontal pot tenir diferents fluxos de transferència de calor.
- Totes les divisions horitzontals de fruita poden tindre diferents temperatures, encara que inicialment la fruita entri amb la mateixa temperatura.

Les equacions que regeixen les diferents transferències de calor són:

$$\dot{Q}_e = \varepsilon_e \cdot C_{min} \cdot (T_{a(4+n)} - T_{f1}) \quad (42)$$

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_e \cdot c_{pa} \cdot (T_{a(4+n)} - T_{a0}) \quad (43)$$

$$\dot{Q}_{p1} = \varepsilon_{p1} \cdot (T_{p1} - T_{a1}) \quad (44)$$

$$\dot{Q}_{p1} = \dot{m}_a \cdot c_{pa} \cdot (T_{a2} - T_{a1}) \quad (45)$$

$$\dot{Q}_{fri} = \varepsilon_{fri} \cdot (T_{fri} - T_{a2}) \text{ per } i = 1, \dots, n \quad (46)$$

$$\dot{Q}_{fri} = \dot{m}_i \cdot c_{pa} \cdot (T_{a(2+i)} - T_{a2}) \text{ per } i = 1, \dots, n \quad (47)$$

$$\dot{Q}_{p2} = \varepsilon_{p2} \cdot (T_{p2} - T_{a(3+n)}) \quad (48)$$

$$\dot{Q}_{p2} = \dot{m}_a \cdot c_{pa} \cdot (T_{a(4+n)} - T_{a(3+n)}) \quad (49)$$

Essent els diferents cabals màssics:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_a \cdot (1 - \alpha) \quad (50)$$

$$\dot{m}_0 = \alpha \cdot \dot{m}_a \quad (51)$$

$$\dot{m}_i = \beta_i \cdot \dot{m}_a \text{ per } i = 1, \dots, n \quad (52)$$

Essent β_i la relació entre el cabal màssic que passa per la divisió horitzontal “i” i el cabal màssic total, $\beta_i = \dot{m}_i / \dot{m}_0$, es verifica $\sum_{i=1}^n \beta_i = 1$ i α és la proporció d’aire que bypassa des de l’entrada de l’evaporador cap a la sortida del mateix

i:

$$\varepsilon_{pi} = 1 - \exp(-U_{pi} A_{pi} / C_a) \quad (53)$$

$$\varepsilon_e = \frac{1 - \exp(-NTU(1 - C_R))}{1 - C_R \exp(-NTU(1 - C_R))} \quad (54)$$

$$\varepsilon_{fri} = 1 - \exp(-U_{fr} A_{fr} / C_a) \quad (55)$$

essent $NTU = U_{fr} \cdot A_{fr} / C_a$ i $C_R = C_{min} / C_{max}$.

A més a més, donat que hi han mescles de fluxos d’aire a diferent temperatura es suposa que en el punt de barreja es comporta com una cambra de mescla de fluid ideal, on l’equació que ho regeix és:

$$\sum \dot{m}_{in} \cdot T_{in} = \dot{m}_{out} \cdot T_{out} \quad (56)$$

Es considera que les propietat de l’aire no influeix en la mescla.

Donat que en el model es disposa de dos punts de barreja de fluids, les equacions queden:

$$T_{a0} \cdot \dot{m}_e + T_{a(4+n)} \cdot \dot{m}_0 = \dot{m}_a \cdot T_{a1} \quad (57)$$

$$\sum_{i=1}^n T_{a(2+i)} \cdot \dot{m}_i = \dot{m}_a \cdot T_{a(3+n)} \quad (58)$$

I per el que fa la transferència de calor en estat transitori:

$$dT_{fri}/dt = \dot{Q}_{fri} / M_i \cdot c_{pfr} \text{ per } i = 1, \dots, n \quad (59)$$

Per tant, per tal de resoldre el sistema d’equacions diferencials (59) per determinar la temperatura de la fruita al instant de temps següent (T_{fr}), s’ha de resoldre el sistema algebraic lineal format per $8 + 2n$ equacions ((42), (43), (44), (45), (46), (47), (48), (49), (57) i (58)) i $8 + 2n$ incògnites (T_{a0} , T_{a1} , T_{a2} , T_{a3} , ..., $T_{a(2+n)}$, $T_{a(3+n)}$, $T_{a(4+n)}$, \dot{Q}_e , \dot{Q}_{p1} , \dot{Q}_{fri1} , ..., \dot{Q}_{frn} , \dot{Q}_{p2}).

3.4.1. Estructura de les variables

Per el que fa a l'ordenació dels diferents valors de les variables, s'ha optat per realitzar una estructura per a cadascuna de elles.

En les variables que ens interessin mantenir tots els diferents valors que es van obtenint durant l'execució de l'algorisme, s'ha decidit que es guardaran en matrius on les files faran referencia a cada instant de temps simulat, mentre que les columnes faran referencia a:

- Les diferents temperatures de l'aire en els diferents punts considerats amb $n + 5$ columnes (T_A).
- Les diferents temperatures de la fruita amb n columnes (T_{Fr}).
- Les diferents quantitats de transferència de calor entre la fruita i l'aire amb n columnes (Q_{Fr}).

3.4.2. Algorisme de resolució del model 2

La metodologia de resolució és la descrita en el diagrama de bloc (Fig. 22), en el qual es comença suposant qualsevol temperatura del flux d'aire de la cambra, que en el nostre cas es la temperatura d'entrada de l'aire a l'evaporador.

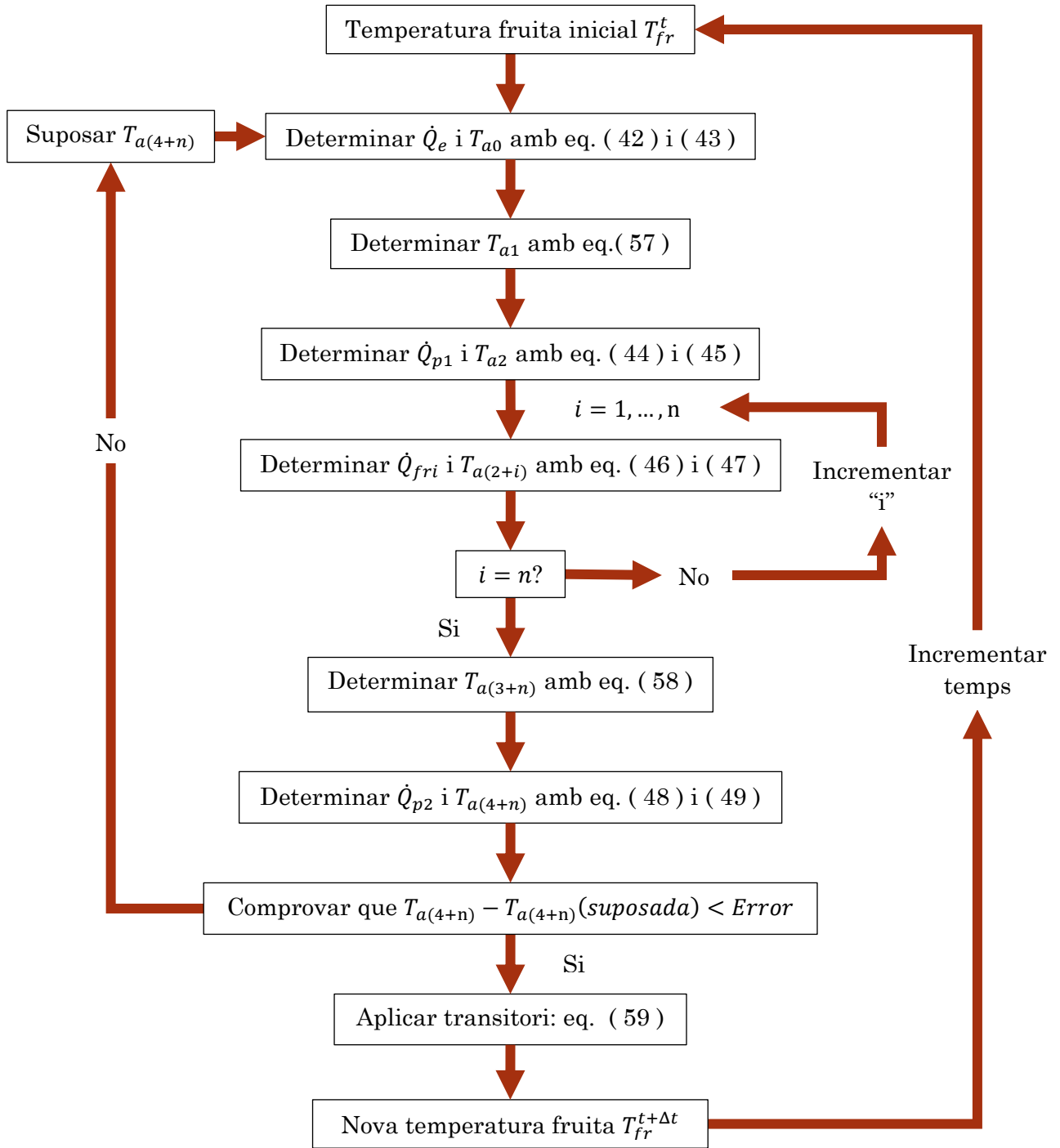


Fig. 22: Algorisme de resolució del model 2.

3.4.3. Paràmetres utilitzats

Per a la realització de la simulació del model 2 s'han emprat els següents valors dels paràmetres:

Taula 8: Paràmetres emprats en la simulació del model 2.

Símbol	Valor	Unitats	Descripció
c_{pa}	1005	$J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$	Calor específic de l'aire.
c_{pf}	3700	$J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$	Calor específic del fluid refrigerant (glicol).
c_{pfr}	3800	$J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$	Calor específic de la fruita (poma).
\dot{m}_a	16,85	$kg \cdot s^{-1}$	Cabals màssics de l'aire.
\dot{m}_f	15	$kg \cdot s^{-1}$	Cabals màssics de refrigerant.
M	232,75	Tm	Massa total de fruita.
T_{fr}	15	$^\circ C$	Temperatura inicial de la fruita.
T_{p1}	8	$^\circ C$	Temperatura de la paret superior.
T_{p2}	8	$^\circ C$	Temperatura de la paret inferior.
T_{f1}	-20	$^\circ C$	Temperatura del refrigerant a l'entrada de l'evaporador.
U_e	186,55	$W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$	Coefficient de transferència de calor de l'evaporador.
U_{fr}	120	$W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$	Coefficient de transferència de calor de la fruita.
A_e	656,10	m^2	Àrea de transferència de calor de l'evaporador.
A_{fr}	20782	m^2	Àrea de transferència de calor de la fruita.
A_{p1}	116,25	m^2	Àrea de transferència de calor de la paret superior.
A_{p2}	116,25	m^2	Àrea de transferència de calor de la paret inferior.
T_{min}	2	$^\circ C$	Temperatura mínima que pot assolir la fruita.
T_{max}	3,6	-	Temperatura màxima que pot assolir la fruita.
k_a	0,024	$W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$	Conductivitat tèrmica de l'aire.
K_{fr}	-	$W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$	Conductivitat tèrmica de la fruita.
L	12,5	m	Longitud característica de les parets.
v	10,67	$m \cdot s^{-1}$	Velocitat de l'aire en les parets.
$tempstotal$	24	h	Temps total de simulació.
it	10	s	Increment de temps.
n	3	-	Nombre de divisions horitzontals de la massa de fruita.
α	0,00	-	Proporció d'aire que bypassa en l'evaporador.
β_1	0,45	-	Proporció d'aire que passa per el nivell 1.
β_2	0,30	-	Proporció d'aire que passa per el nivell 2.
β_3	0,25	-	Proporció d'aire que passa per el nivell 3.

3.4.4. Resultats de simulació del model 2

Ja que al model implementat depenen del valor dels paràmetres α i β , els resultat que s'obtenen també variaran segons:

Cas 1: si $\alpha = 0$, $\beta_1 = \beta_2 = \beta_3$, s'obté:

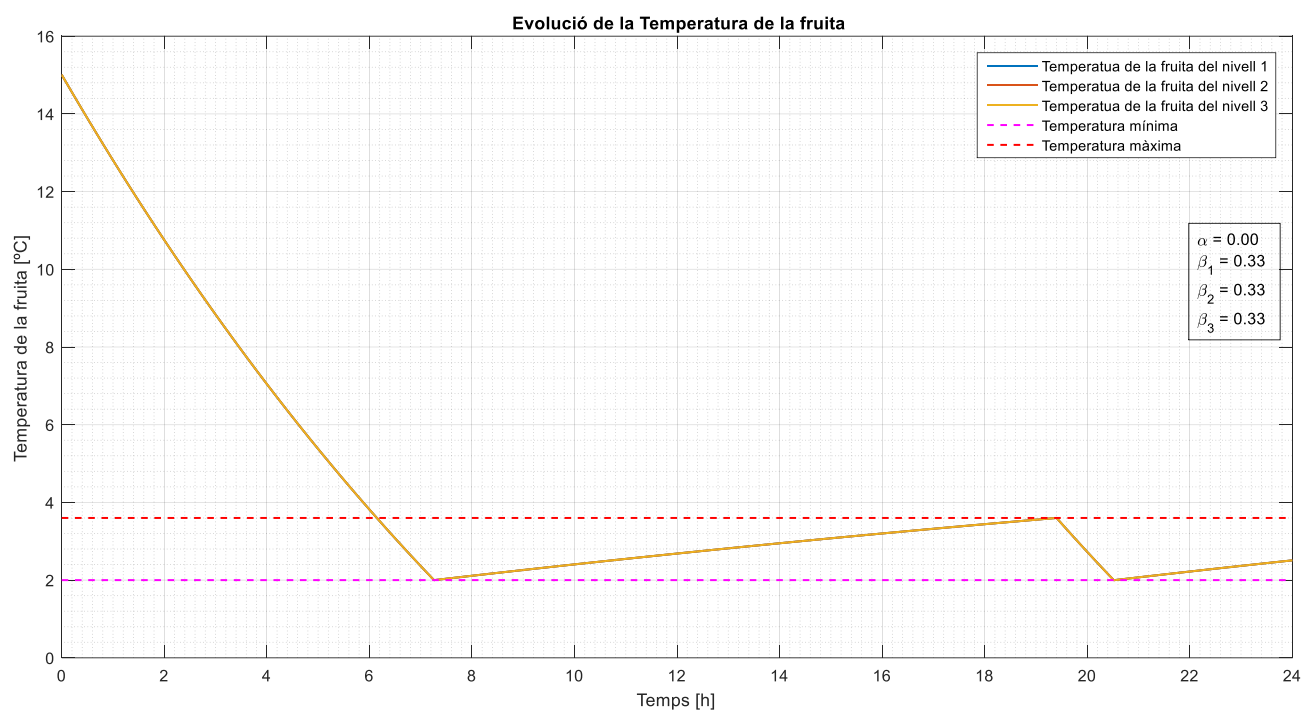


Fig. 23: Evolució de les temperatures de la fruita en un període de simulació de 24 h partint d'una temperatura inicial de la fruita de 15 °C en cas de que tots els cabals de les diferents divisions horitzontals siguin iguals.

Cas 2: si $\alpha = 0$, $\beta_1 > \beta_2 > \beta_3$:

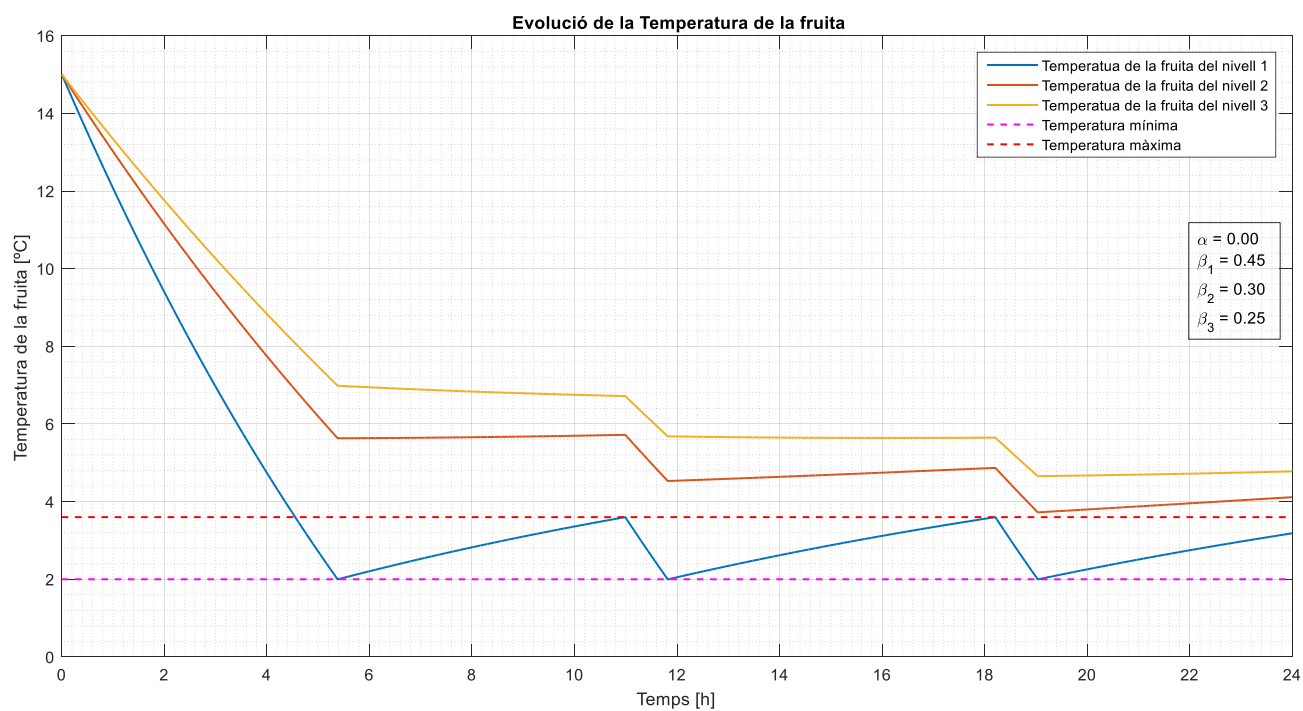


Fig. 24: Evolució de les temperatures de la fruita en un període de simulació de 24 h partint d'una temperatura inicial de la fruita de 15 °C en cas de que el cabal que circula per la primera i última divisió horitzontal sigui, respectivament, major i menor.

Cas 3: si $\alpha = 0$, $\beta_2 > \beta_1 > \beta_3$:

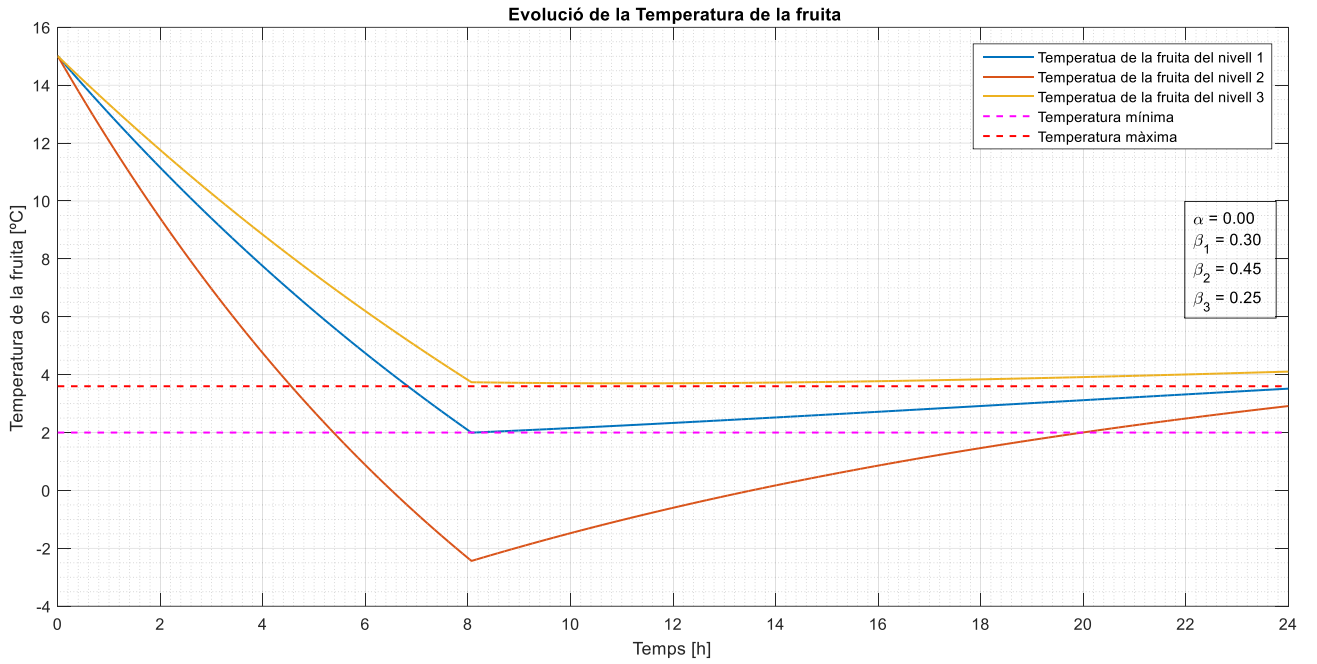


Fig. 25: Evolució de les temperatures de la fruita en un període de simulació de 24 h partint d'una temperatura inicial de la fruita de 15 °C en cas de que el cabal que circula per la segona i última divisió horitzontal sigui, respectivament, major i menor.

Cas 4: si $\alpha = 0$, $\beta_3 > \beta_2 > \beta_1$:

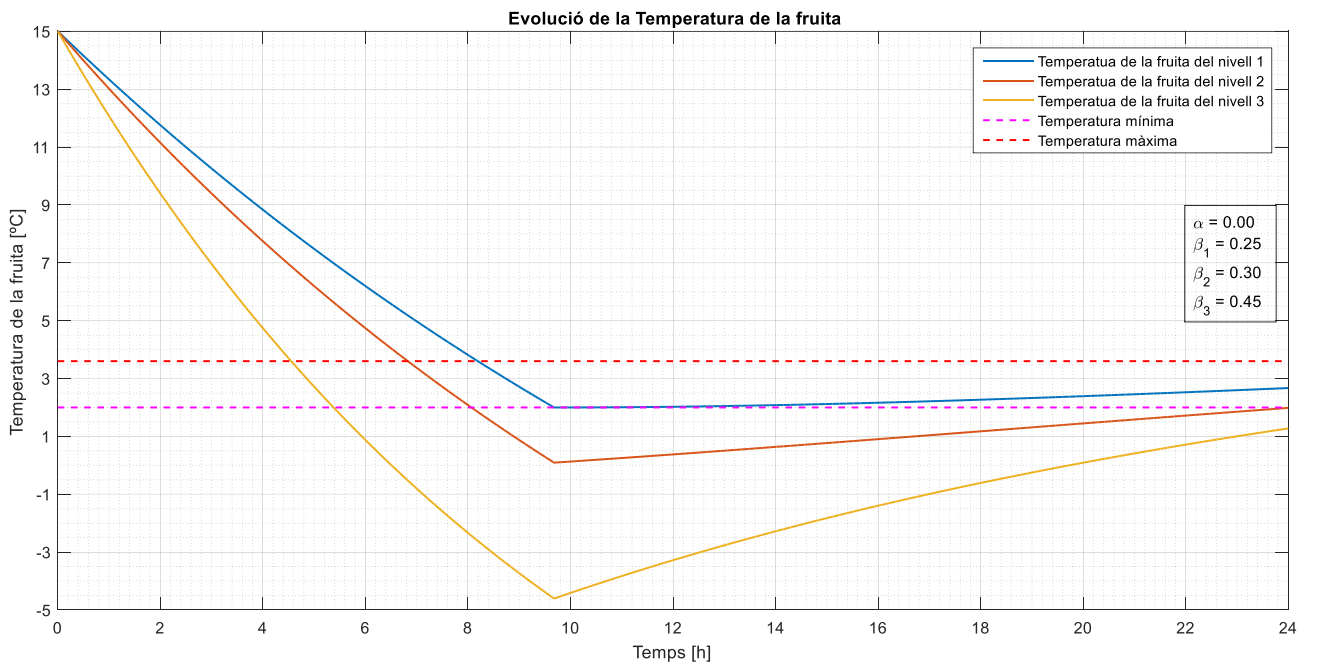


Fig. 26: Evolució de les temperatures de la fruita en un període de simulació de 24 h partint d'una temperatura inicial de la fruita de 15 °C en cas de que el cabal que circula per la primera i segona divisió horitzontal sigui, respectivament, menor i major.

Cas 5: si $\alpha \neq 0$ i $\beta_1 > \beta_2 > \beta_3$:

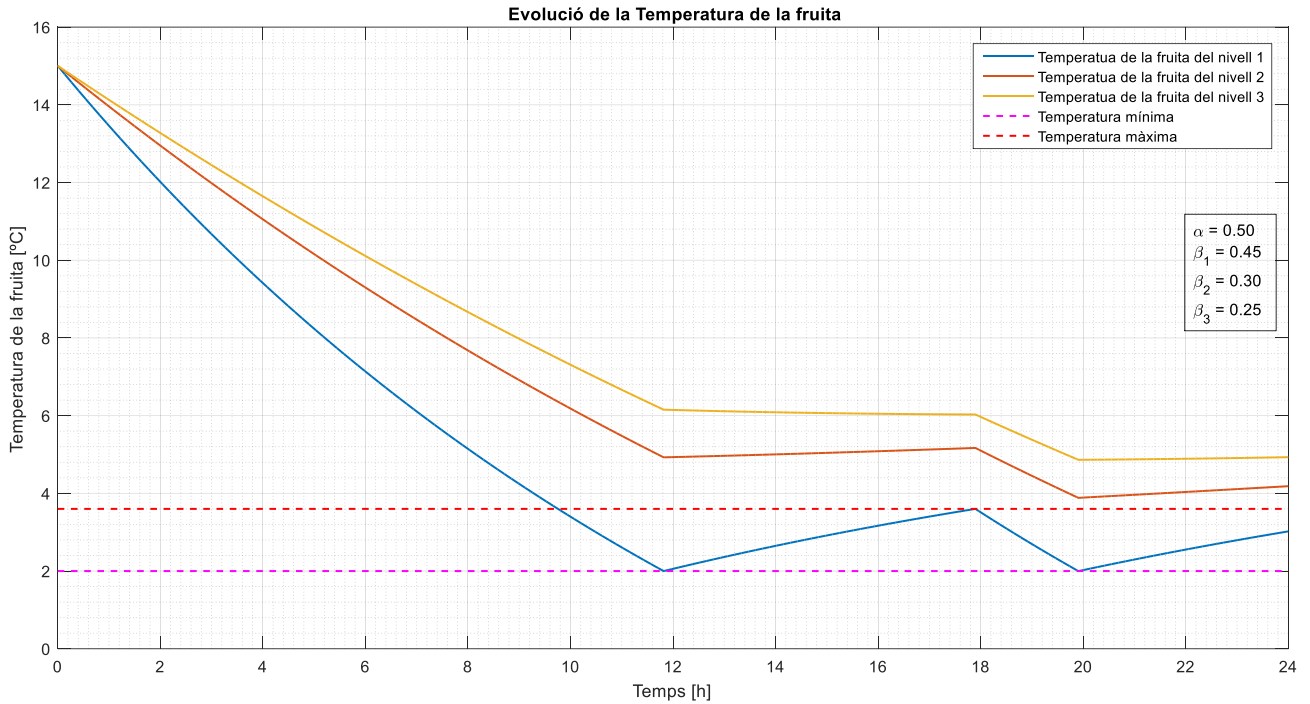


Fig. 27: Evolució de les temperatures de la fruita en un període de simulació de 24 h partint d'una temperatura inicial de la fruita de 15 °C en cas de que existeix un bypass entre l'entrada i la sortida de l'evaporador, i el cabal que circula per la primera i última divisió horitzontal sigui, respectivament, major i menor.

En els gràfics anteriors s'observa el següent comportament:

- En el cas de que el paràmetre $\alpha = 0$ i tots els paràmetres β siguin igual (Fig. 23), totes les diferents divisions de fruita es refreden al mateix ritme degut a que el cabal d'aire es distribueix de forma homogènia. Aquest cas s'obté resultats idèntics al model 1.
- De la Fig. 24 fins a la Fig. 26 s'observa que, com major sigui el coeficient β , produeix una major transferència de calor que en la resta de divisions horitzontals degut a que hi ha més cabal circulant a través de cada divisió horitzontal.
- En quant al paràmetre α s'observa que quant major és (Fig. 27), la fruita triga més en refredar-se. Això és degut a que el cabal de sortida de l'evaporador s'ajunta amb una part de cabal procedent de l'entrada del mateix, produint que la temperatura de l'aire que arriba a la fruita sigui major, i per tant, es redueix la transferència d'escalfor entre l'aire i la fruita.

3.4.5. Anàlisi de sensibilitat

Es realitza una anàlisi de sensibilitat per als paràmetres que caracteritzen el flux d'aire en l'interior de la cambra (\dot{m}_a, α i β) del model 2 per als indicadors:

- I_{3-i} : temps que tarda la massa de fruita de la divisió horitzontal "i" a refredar-se fins a 2 °C per a $i = 1, \dots, n$ introduint la fruita a una temperatura inicial $T_{fr} = 15$ °C.
- I_4 : energia tèrmica per quilo de fruita que extreu l'evaporador per a refredar la fruita de 15 °C fins a 2 °C, calculant-se:

$$I_4 = \frac{1}{3,6 \cdot M \cdot 10^6} \cdot \int_0^{I_{3-i}} \dot{Q}_e dt [kW \cdot h \cdot kg^{-1}]$$

on \dot{Q}_{et} és la transferència de calor total que ha extret l'evaporador fins al màxim temps registrat per I_{3-i} .

- Per al paràmetre α s'ha avaluat per als coeficients 0,00 0,15 i 0,30, mentre que els valors de β s'han fet diferir un $p = \pm 10 \%$, $i \pm 25 \%$ tal que $\beta_i = p \cdot \beta_{i+1}$ per a $i = 1, \dots, n - 1$.

Per al cabal màssic que impulsa l'evaporador, aquest es fa variar al 50 % i 75% del valor nominal $\dot{m}_a = 16,86 \text{ kg/s}$.

Per el cas en que $n = 3$, els resultats de l'anàlisi de sensibilitat que s'obté és:

Taula 9: Anàlisi de sensibilitat del model 1 per als paràmetres $\dot{m}_a, \alpha, \beta_1, \beta_2$ i β_3 (valors de referència en negreta).

\dot{m}_a [kg · s ⁻¹]	α [-]	β_1 [-]	β_2 [-]	β_3 [-]	I_{3-1} [h]	I_{3-2} [h]	I_{3-3} [h]	I_4 [kW · h · kg ⁻¹]
16,86	0,00	0,450	0,300	0,250	5,378	24,000	24,000	44,936
8,43	0,00	0,243	0,324	0,432	21,369	16,028	12,019	71,746
		0,333	0,333	0,333	15,594	15,594	15,594	39,929
		0,410	0,328	0,262	12,683	24,000	24,000	52,481
	0,15	0,243	0,324	0,432	24,000	18,819	14,192	91,411
		0,333	0,333	0,333	18,336	18,336	18,336	55,370
		0,410	0,328	0,262	14,964	24,000	24,000	60,202
	0,30	0,243	0,324	0,432	24,000	23,647	18,000	91,147
		0,333	0,333	0,333	23,092	23,092	23,092	85,099
		0,410	0,328	0,262	18,958	24,000	24,000	73,866
12,64	0,00	0,243	0,324	0,432	13,572	10,178	7,633	37,718
		0,333	0,333	0,333	9,903	9,903	9,903	21,182
		0,410	0,328	0,262	8,056	24,000	24,000	48,547
	0,15	0,243	0,324	0,432	15,517	11,717	8,839	50,478
		0,333	0,333	0,333	11,417	11,417	11,417	28,764
		0,410	0,328	0,262	9,319	24,000	24,000	57,476
	0,30	0,243	0,324	0,432	18,819	14,364	10,939	73,807
		0,333	0,333	0,333	14,028	14,028	14,028	43,019
		0,410	0,328	0,262	11,522	24,000	24,000	70,607
16,86	0,00	0,243	0,324	0,432	9,947	7,461	5,597	24,784
		0,333	0,333	0,333	7,258	7,258	7,258	14,006
		0,410	0,328	0,262	5,906	24,000	24,000	48,965
	0,15	0,243	0,324	0,432	11,242	8,492	6,406	32,772
		0,333	0,333	0,333	8,275	8,275	8,275	18,804
		0,410	0,328	0,262	6,756	24,000	24,000	57,981
	0,30	0,243	0,324	0,432	13,442	10,264	7,819	47,184
		0,333	0,333	0,333	10,025	10,025	10,025	27,696
		0,410	0,328	0,262	8,236	24,000	24,000	63,503

S'observa que quan major és el paràmetre α el temps que tarda la fruita en assolir la temperatura mínima s'incrementa considerablement (fins un 4 h per a $\alpha = 0,30$).

Per el que fa als paràmetres β , quant major és, menys temps tarda en assolir els 2 °C, tal i com s'havia observat gràficament, obtenint quasi la meitat de temps per a un $\beta = 0,41$ respecte un $\beta = 0,24$.

Per un altra banda, la reducció del cabal nominal de l'evaporador comporta grans variacions en quan a l'indicador I_3 , mentre a l'indicador I_4 s'observa que si el cabal

es redueix un 15 % respecte al nominal, l'evaporador ha d'extreure menys calor de la cambra, i per tant, comporta un estalvi energètic.

Per als valor de l'indicador I_3 els quals s'ha obtingut 24 h es tradueix en que la fruita de la primera divisió horitzontal no assoleix una temperatura de 2 °C per al temps de simulació establert.

3.5. Model 3

El model 3 inclou la distribució de temperatures a l'interior de la fruita.

Les hipòtesis realitzades per aquest model són:

- 1- L'aire és impulsat pel ventilador de l'evaporador amb un cabal màssic \dot{m}_a constant.
Aquest cabal recorre tota la paret superior, absorbint calor fins arribar al darrere de la massa de fruita. Tot seguit, el cabal es divideix en n cabals els quals passen a través de les diferents divisions, absorbint calor de la fruita. Després de travessar cadascuna de les divisions de fruita, el cabal d'aire es torna a ajuntar i recorre la paret inferior de la cambra fins arribar a l'entrada de l'evaporador.
- 2- L'evaporador produeix un efecte de succió a l'entrada del mateix forçant que l'aire de l'entrada es barregi amb l'aire de la sortida.
- 3- La conducció tèrmica de la fruita es produeix en estat transitori i es considerarà una conductivitat tèrmica k_{fr} .
- 4- La sonda de temperatura que governa el sistema esta ubicada a la divisió horitzontal de fruita més alta.
- 5- La distribució de temperatura inicial de la fruita és uniforme.

El mètode que s'utilitza per a resoldre el fenomen de la conducció tèrmica és de les diferències finites de forma implícita, és a dir, resolent s'aproxima la temperatura de cada closca esfèrica en l'instant de temps següent a partir de resultats de l'estat estacionari.

Els centres nodals es distribueixen de la següent forma:

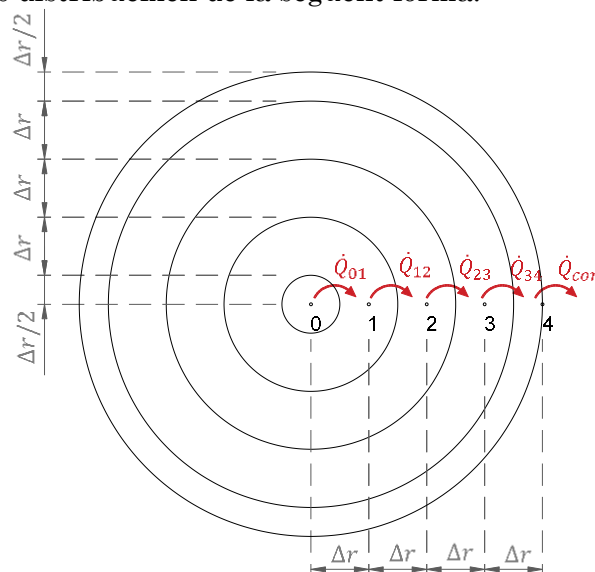


Fig. 28: Esquema dels fluxos de calor i paràmetres principals dels diferents punts nodals de l'interior de la fruita.

Seient N el nombre de nodes, R el radi del fruit i Δr la distància nodal.

Per tant, definint una distància nodal de $\Delta r = 10 \text{ mm}$ hi hauran $N = R/\Delta r = 5$ nodes.

Per tant, realitzant l'equilibri tèrmic en cada closca esfèrica:

$$\sum \dot{Q}_{in,i} - \sum \dot{Q}_{out,i} = m_i \cdot c_{pfr} \cdot \frac{\Delta T_i}{\Delta t} \text{ per a } i = 0, \dots, N \quad (60)$$

on \dot{Q}_{in} i \dot{Q}_{out} és, respectivament, el flux de calor que entra i surt de la closca esfèrica "i", m_i la massa de la closca "i" i ΔT_i és la variació de temperatura que experimenta la closca al cap d'un interval de temps Δt , essent $i = 0, 1, \dots, N - 1$.

La massa de cada closca es calcula:

$$m_i = \rho_{fr} \cdot V_i = \frac{4}{3} \cdot \rho_{fr} \cdot \pi \cdot (r_{ext,i}^3 - r_{int,i}^3) \quad (61)$$

on ρ_{fr} és la densitat de la fruita i $r_{ext,i}$ i $r_{int,i}$ és, respectivament, el radi exterior i interior de la closca esfèrica "i", calculant-se:

$$r_{ext,i} = i \cdot \frac{\Delta r}{2} \text{ per a } i = 1, 3, \dots, 2 \cdot N$$

$$r_{int,i} = i \cdot \frac{\Delta r}{2} \text{ per a } i = 0, 1, 3, \dots, 2 \cdot N - 1$$

El flux de calor per conducció ($\dot{Q}_{i,i+1}$) entre la closca "i" i la closca "i + 1" i \dot{Q}_{conv} és el flux de calor produït per la convecció forçada en la superfície exterior (eq. (40)) ve donat per:

$$\dot{Q}_{01} = k \cdot A_{01} \cdot (T'_0 - T'_1)/e_{01} \quad (62)$$

$$\dot{Q}_{12} = k \cdot A_{12} \cdot (T'_1 - T'_2)/e_{12} \quad (63)$$

$$\dot{Q}_{23} = k \cdot A_{23} \cdot (T'_2 - T'_3)/e_{23} \quad (64)$$

$$\dot{Q}_{34} = k \cdot A_{34} \cdot (T'_3 - T'_4)/e_{34} \quad (65)$$

$$\dot{Q}_{conv} = \left(1 - \exp\left(\frac{-U_{fr} \cdot A_{conv}}{C_a}\right)\right) \cdot (T'_4 - T_a) \quad (66)$$

on T_i és la temperatura de la closca, T'_j la temperatura de la closca en l'instant de temps següent ($T_j^{t+\Delta t}$), $e_{ij} = r_{ext,j} - r_{int,j}$ és el grossor de la closca i A_{ij} és la superfície entre la closca "i" i "j":

$$A_{ij} = 4 \cdot \pi \cdot r_{ext,i}^2 \quad (67)$$

El balanç energètic en cada node proporciona:

$$-\dot{Q}_{01} = m_0 \cdot c_{pfr} \cdot (T'_1 - T_1)/\Delta t \quad (68)$$

$$\dot{Q}_{12} - \dot{Q}_{01} = m_1 \cdot c_{pfr} \cdot (T'_2 - T_2)/\Delta t \quad (69)$$

$$\dot{Q}_{12} - \dot{Q}_{23} = m_2 \cdot c_{pfr} \cdot (T'_3 - T_3)/\Delta t \quad (70)$$

$$\dot{Q}_{23} - \dot{Q}_{34} = m_3 \cdot c_{pfr} \cdot (T'_4 - T_4)/\Delta t \quad (71)$$

$$\dot{Q}_{conv} - \dot{Q}_{34} = m_4 \cdot c_{pfr} \cdot (T'_4 - T_4)/\Delta t \quad (72)$$

Reordenant les equacions anterior en forma matricial:

$$\mathbf{M} \cdot \mathbf{T} = \mathbf{B} \quad (73)$$

on \mathbf{M} és la matriu que conté els coeficients de les variables:

$$\mathbf{M} = \begin{pmatrix} C_0 + b_0 & -b_0 & 0 & 0 & 0 \\ -b_0 & C_1 + b_0 + b_1 & -b_1 & 0 & 0 \\ 0 & -b_1 & C_2 + b_1 + b_2 & -b_2 & 0 \\ 0 & 0 & -b_2 & C_3 + b_2 + b_3 & -b_3 \\ 0 & 0 & 0 & -b_3 & C_4 + b_3 + \delta \end{pmatrix} \quad (74)$$

Seent:

$$b_i = \frac{k \cdot A_{i,i+1}}{e_i}, \quad C_i = \frac{m_i \cdot c_p}{\Delta t}, \quad \delta = \left(1 - \exp\left(\frac{-U_{fr} \cdot A_{conv}}{C_a}\right)\right) \cdot C_a;$$

on e_i és el gruix de la closca esfèrica “ i ” i $i = 0, 1, 2, \dots, N - 1$.

La variable T és un vector que conté les temperatures nodals futures i B el vector que conté els termes independents:

$$\mathbf{T} = \begin{pmatrix} T'_0 \\ T'_1 \\ T'_2 \\ T'_3 \\ T'_4 \end{pmatrix}; \quad \mathbf{B} = \begin{pmatrix} C_0 \cdot T_0 \\ C_1 \cdot T_1 \\ C_2 \cdot T_2 \\ C_3 \cdot T_3 \\ C_4 \cdot T_4 + \delta \cdot T_a \end{pmatrix}$$

S'observa que la matriu M està composta per:

$$\mathbf{M} = \mathbf{D} - \mathbf{E} - \mathbf{E}^t$$

Essent:

$$\mathbf{D} = \begin{pmatrix} C_0 + b_0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_1 + b_0 + b_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_2 + b_1 + b_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_3 + b_2 + b_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_4 + b_3 + \delta \end{pmatrix}$$

$$\mathbf{E} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ b_0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & b_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & b_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & b_3 & 0 \end{pmatrix}$$

S'observa que en aquest model, s'introdueix un sistema $N + 1$ equacions lineals (equació (73)) amb $N + 1$ incògnites (T'_0, \dots, T'_N) en substitució de l'equació (59) del model 2, mantenint així un sistema amb una única solució possible.

3.5.1. Estructura de les variables

Les superfícies esfèriques (A), la seva massa (m) i les temperatures dels diferents nodes interiors (T_{in}) s'emmagatzemen en un vector columna de dimensions, $(N + 1) \times 1$.

Pel que fa la generació de la matriu dels coeficients de les variables (M) i la matriu dels termes independents (B) és:

- $E = [\text{zeros}(1, N + 1); [\text{diag}(b) \text{ zeros}(N, 1)]]$
- $D = \text{diag}(V_{aux})$
- $M = D - E - E^t$
- $B = C \cdot T_{in} + [\text{zeros}(N, 1); \delta \cdot T_a]$

Essent b un vector que conté tots els termes b_i i $V_{aux} = [C + [b_0; b] + [0; b(2:N, 1); 0]]$, on C conté tots els termes C_i , $diag(V_{aux})$ és una matriu diagonal que esta formada per el vector V_{aux} i $zeros(p, q)$ és una matriu de zeros de dimensió $\dim(zeros(p, q)) = p \times q$.

La solució del sistema d'equacions per a cada una de les diferents divisions horitzontals s'emmagatzema en la variable tensor T_{capes} on la seva dimensió és $\dim(T_{capes}) = 1 \times (N + 1) \times n$. La primera columna d'aquesta variable fa referència a la temperatura en el centre de la fruita en cada instant.

3.5.2. Algorisme de resolució del model 3

La metodologia de resolució és la descrita en el diagrama de bloc (Fig. 29), en el qual es comença suposant qualsevol temperatura del flux d'aire de la cambra, que en el nostre cas es la temperatura d'entrada de l'aire a l'evaporador.

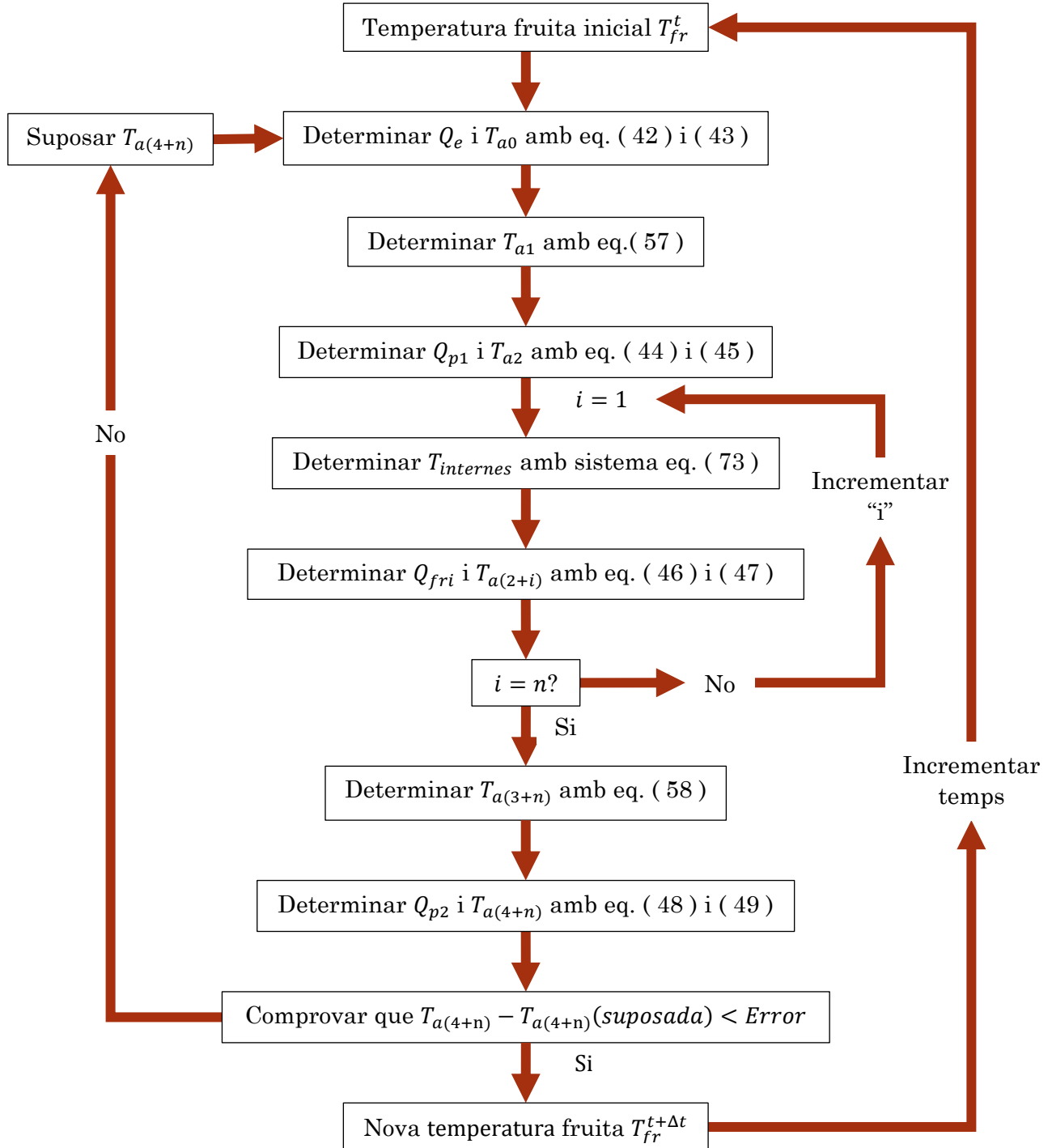


Fig. 29: Diagrama de l'algorisme de resolució de la modelització 3.

3.5.3. Paràmetres utilitzats

Una vegada implementat l'algoritme de càlcul al programa Matlab, i per als paràmetres:

Taula 10: Paràmetres emprats en la simulació del model 3.

Símbol	Valor	Unitats	Descripció
c_{pa}	1005	$J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$	Calor específic de l'aire.
c_{pf}	3700	$J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$	Calor específic del fluid refrigerant (glicol).
c_{pfr}	3800	$J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$	Calor específic de la fruita (poma).
\dot{m}_a	18,75	$kg \cdot s^{-1}$	Cabals màssics de l'aire.
\dot{m}_f	15	$kg \cdot s^{-1}$	Cabals màssics de refrigerant.
M	232,75	Tm	Massa total de fruita.
T_{fr}	15	$^\circ C$	Temperatura inicial de la fruita.
T_{p1}	8	$^\circ C$	Temperatura de la paret superior.
T_{p2}	8	$^\circ C$	Temperatura de la paret inferior.
T_{f1}	-20	$^\circ C$	Temperatura del refrigerant a l'entrada de l'evaporador.
U_e	186,55	$W \cdot ^\circ C^{-1}$	Coefficient de transferència de calor de l'evaporador.
U_{fr}	120	$W \cdot ^\circ C^{-1}$	Coefficient de transferència de calor de la fruita.
A_e	656,10	m^2	Àrea de transferència de calor de l'evaporador.
A_{fr}	20782	m^2	Àrea de transferència de calor de la fruita.
A_{p1}	116,25	m^2	Àrea de transferència de calor de la paret superior.
A_{p2}	116,25	m^2	Àrea de transferència de calor de la paret inferior.
T_{min}	2	$^\circ C$	Temperatura mínima que pot assolir la fruita.
T_{max}	3,6	-	Temperatura màxima que pot assolir la fruita.
k_a	0,024	$W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$	Conductivitat tèrmica de l'aire.
K_{fr}	0,50	$W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$	Conductivitat tèrmica de la fruita.
L	12,5	m	Longitud característica.
v	10,67	$m \cdot s^{-1}$	Velocitat de l'aire en les parets.
$tempstotal$	24	h	Temps total de simulació.
It	10	s	Increment de temps.
N	5	-	Nombre de nodes interns.
n	3	-	Nombre de divisions horitzontals de la massa de fruita.
R	40	mm	Radi de la fruita.
ρ_{fr}	900	$kg \cdot m^{-3}$	Densitat de la fruita (poma).
α	0,00	-	Proporció d'aire que bypassa en l'evaporador.
β_1	0,45	-	Proporció d'aire que passa per el nivell 1.
β_2	0,30	-	Proporció d'aire que passa per el nivell 2.
β_3	0,25	-	Proporció d'aire que passa per el nivell 3.

3.5.4. Resultats de simulació del model 3

Els resultats de simulació d'aquest model per el que fa a les temperatures interiors de les diferents divisions horitzontals són:

Evolució de la temperatura de les diferents divisions horitzontals:

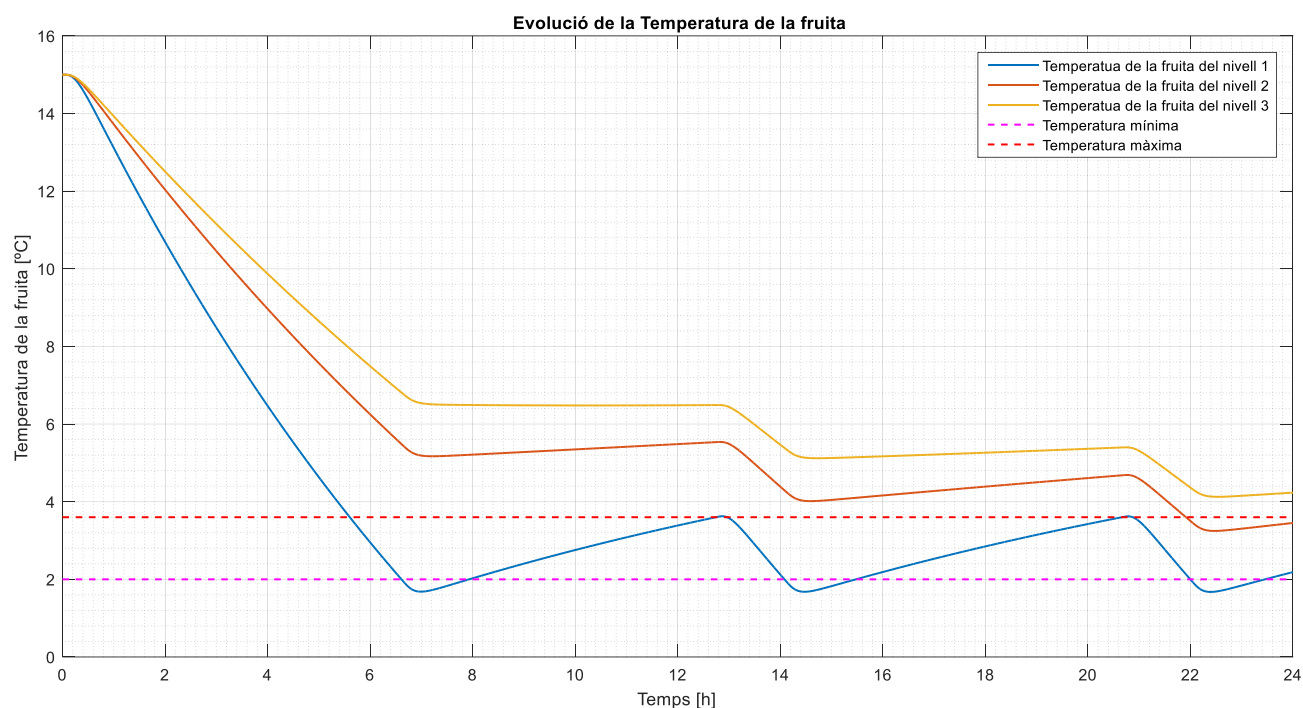


Fig. 30: Evolució de la temperatura de la fruita en un període de simulació de 24 h per a les diferents divisions horitzontals de la fruita amb l'efecte de la conducció tèrmica partint d'una temperatura inicial de 15 °C i una conductivitat tèrmica de $k_{fr} = 0,5 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1}\text{°C}^{-1}$ i un radi de fruita de $R = 40 \text{ mm}$.

Evolució de la temperatura exterior i interior de la fruita de la primera divisió horitzontal (resultats anàlegs per la resta de les divisions horitzontals):

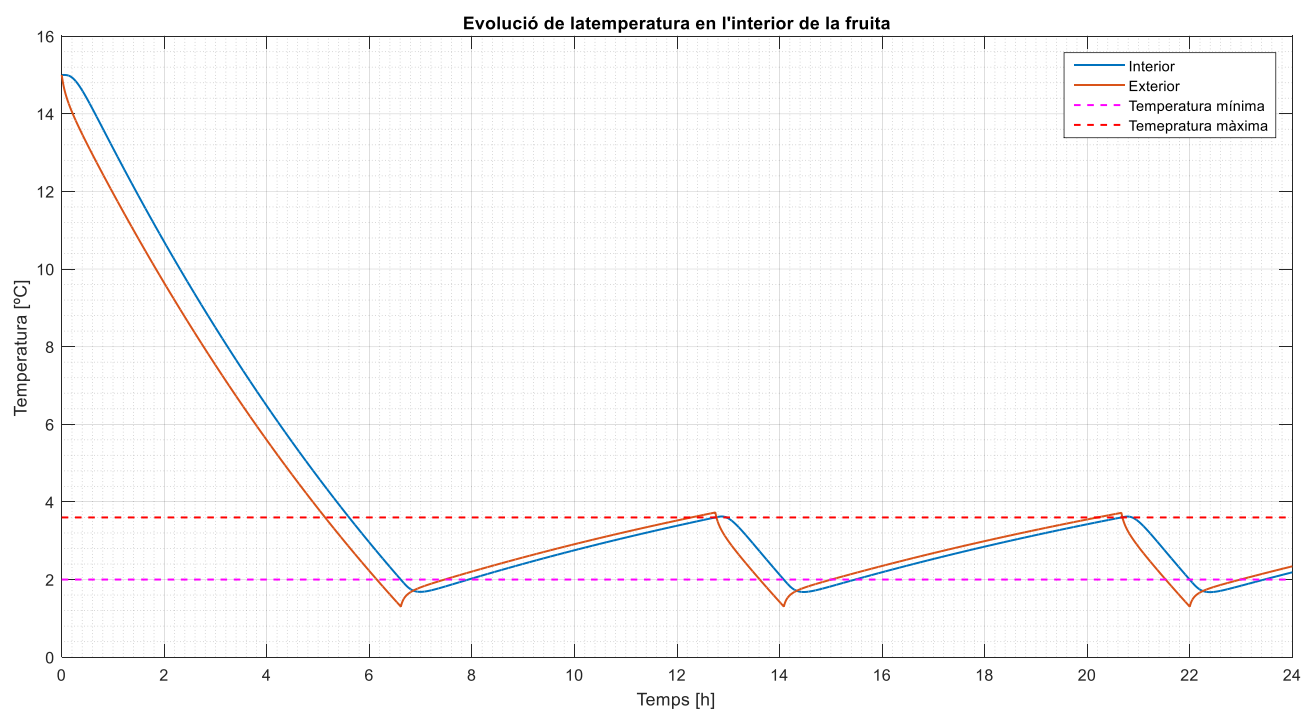


Fig. 31: Evolució de la temperatura interior i exterior de la fruita per a un període de simulació de 24 h per a les diferents divisions horitzontals de la fruita amb l'efecte de la conducció tèrmica partint d'una temperatura inicial de 15 °C i una conductivitat tèrmica de $k_{fr} = 0,5 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1}\text{°C}^{-1}$ i un radi de fruita de $R = 40 \text{ mm}$.

Per el que fa a la distribució de la temperatura a l'interior de la fruita:

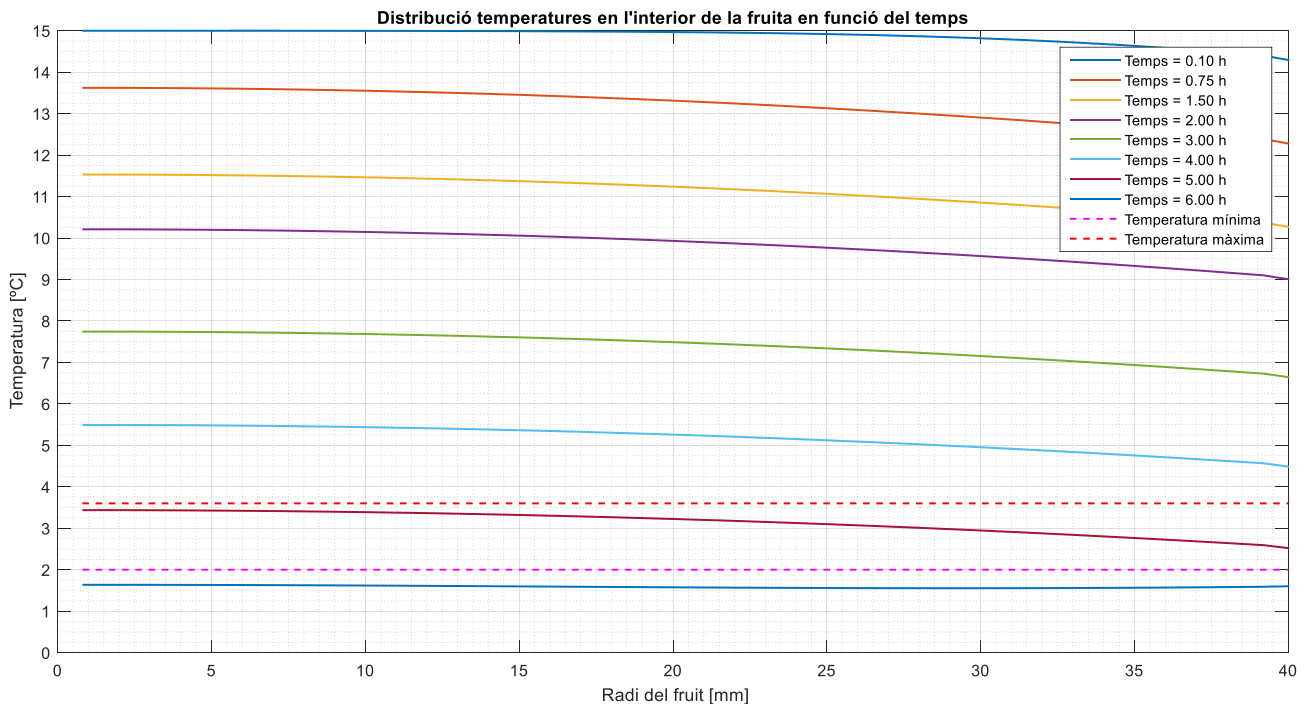


Fig. 32: Distribució de temperatures en l'interior de la fruita per a diferents instants de temps durant el procés de refredament inicial partint d'una temperatura inicial de 15 °C i una conductivitat tèrmica de $k_{fr} = 0,5 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{C}^{-1}$ i un radi de fruita de $R = 40 \text{ mm}$.

En la Fig. 30 s'observa que la temperatura de l'interior de cada divisió horitzontal, una vegada assolida la temperatura mínima, segueix disminuint un temps més.

Aquest fenomen és degut a que la capa exterior sempre està a una temperatura inferior que la interior (Fig. 31), i per tant, continuarà havent transferència de calor des de el centre de la fruita cap a fora fins que les temperatures de la fruita s'igualin. Aquest fenomen es conegut com a "inèrcia tèrmica".

La diferencia de temperatura entre l'interior i l'exterior és de 0,8 °C si s'està refredant i 0,2 °C si s'està escalfant.

3.5.5. Anàlisi de sensibilitat del model 3

Es realitza una anàlisi de sensibilitat per als paràmetres referents al nombre de nodes (N), el radi de la fruita (R) i la conductivitat tèrmica (k_{fr}) per al indicador:

- I_5 : temps que tarda la fruita de la primera divisió horitzontal en assolir una temperatura de 2 °C introduint la fruita a una temperatura inicial $T_{fr} = 15 \text{ °C}$.
- I_6 : energia tèrmica per quilo de fruita que extreu l'evaporador per a refredar la fruita de 15 °C fins a 2 °C, calculant-se:

$$I_6 = \frac{1}{3,6 \cdot M \cdot 10^6} \cdot \int_0^{I_5} \dot{Q}_e dt \text{ [kW} \cdot \text{h} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

on \dot{Q}_{et} és la transferència de calor total que ha extret l'evaporador fins en un temps I_5 .

- Els valor que prenen els diferents paràmetres són:

- Per a $N = 5, N = 25, N = 125$.
- Per a $R = 30, R = 40, R = 50$.
- Per a $k_{fr} = 0,05, k_{fr} = 0,50, k_{fr} = 5,00$.

Taula 11: Anàlisi de sensibilitat per als paràmetres R, N i k_{fr} (valors de referència en negreta).

k_{fr}	N	$R = 30 \text{ mm}$		$R = 40 \text{ mm}$		$R = 50 \text{ mm}$	
$[W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}]$	-	I_5 [h]	I_6 [kW · h · kg ⁻¹]	I_5 [h]	I_6 [kW · h · kg ⁻¹]	I_5 [h]	I_6 [kW · h · kg ⁻¹]
0,05	5	7,475	14,215	9,103	20,041	11,153	28,431
	25	7,508	14,315	9,167	20,257	11,261	28,851
	125	7,511	14,324	9,167	20,256	11,267	28,873
0,5	5	5,583	8,487	5,747	8,935	5,958	9,527
	25	5,589	8,501	5,753	8,949	5,967	9,548
	125	5,589	8,501	5,753	8,949	5,967	9,548
5	5	5,397	7,989	5,411	8,026	5,433	8,085
	25	5,397	7,989	5,414	8,033	5,433	8,084
	125	5,397	7,989	5,414	8,033	5,433	8,084

En la Taula 11 s'observa que a mesura que el radi de la fruita es major, el temps en assolir la temperatura mínima també ho és. Això és degut a que quan major és el radi, més temps tarda en perdre la calor necessària per l'efecte de la conductivitat tèrmica.

També s'observa que quan major és la conductivitat tèrmica de la fruita, aquests temps es veuen reduïts, ja que la fruita té menor resistència tèrmica.

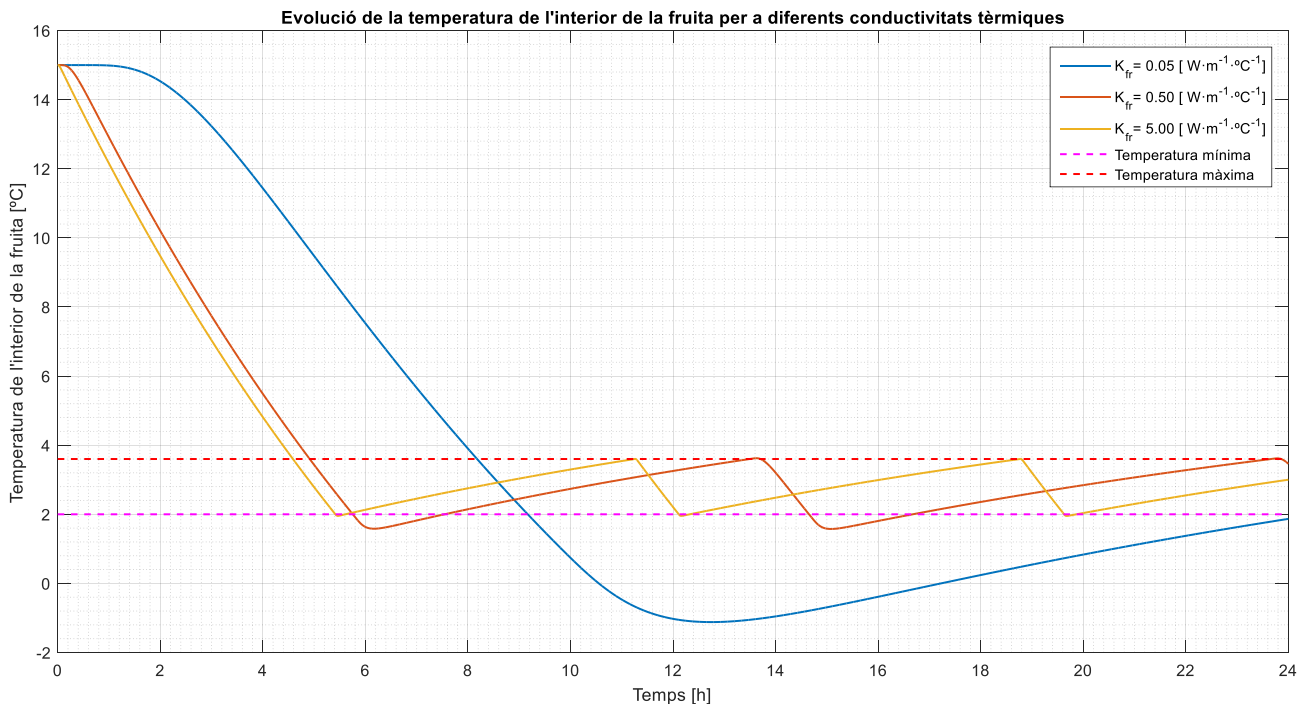


Fig. 33: Efecte de la conductivitat tèrmica en l'evolució de la temperatura interior de la fruita per a un període de simulació de 24 h per a un radi de fruita de $R = 40 \text{ mm}$ i 25 nodes.

En quant als nodes interns considerats, quant aquest nombre és baix, el temps de refredament es lleugerament menor, en la Fig. 34 s'ha representat la diferència de temperatura entre l'interior i l'exterior de la fruita de la primera divisió horitzontal (resultats anàlegs per la resta de les divisions horitzontals).

S'observa que la màxima diferència de temperatura es produeix a l'inici de la simulació, on una diferència negativa indica que el centre del fruit està més calent que l'exterior del mateix.

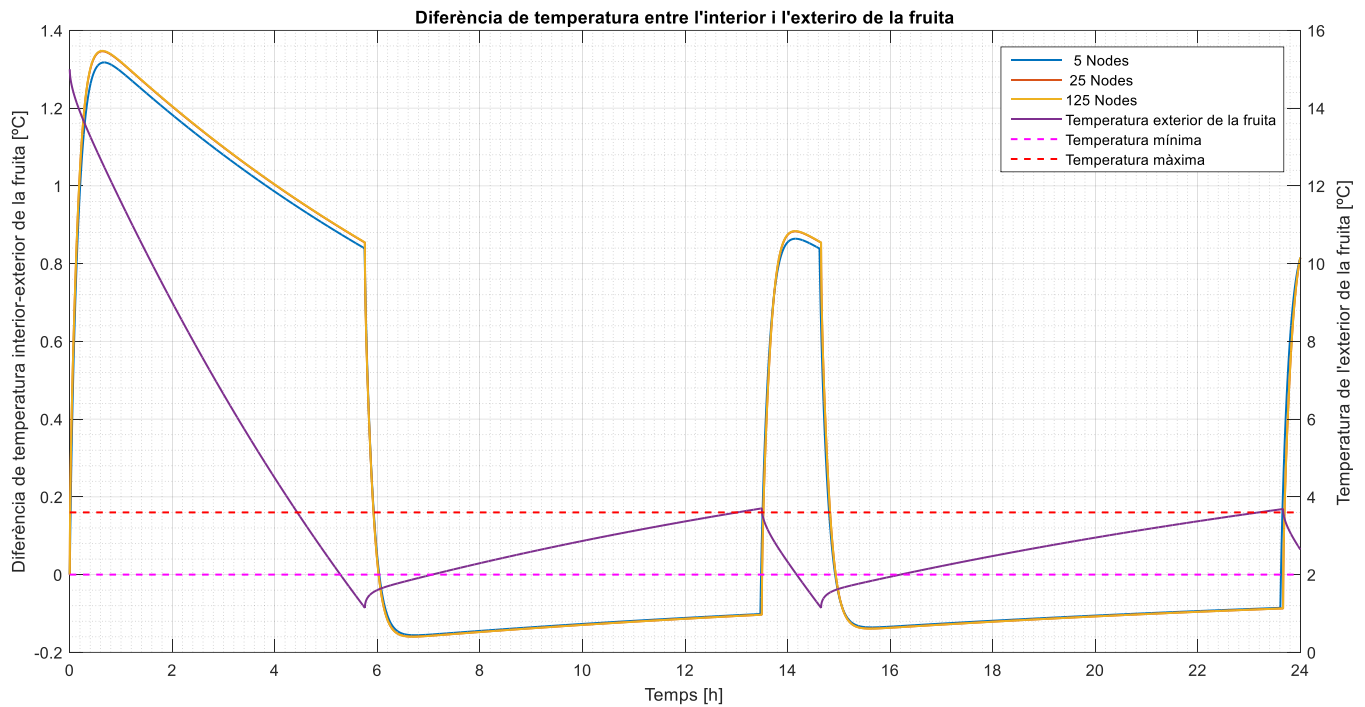


Fig. 34: Evolució de la diferència de temperatura entre l'interior i l'exterior de la fruita per a diferents nombres de nodes durant un període de simulació de 24 h i un radi de fruita de $R = 40$ mm.

Per el que fa al nombre de nodes, s'observa que a partir de 25 nodes considerats, la diferència de temperatura és idèntica, mentre que per a 5 nodes la diferència es lleugerament inferior.

Això és degut a que al haver-hi menys nodes, el grossor de cada closca esfèrica és major, el qual implica que la diferència de temperatures entre dos nodes consecutius sigui major i per tant s'incrementa l'error produït a l'hora d'utilitzar el mètode de les diferències finites, el qual considera una transferència de calor lineal entre cada node.

Si $N = \infty$ l'error comens tendeix a zero ja que el gruix $\Delta r = R/N = 0$ el qual implica que hi hagin infinites closques esfèriques.

4. Efectes sobre l'evolució de la temperatura de diferents ubicacions de la sonda de temperatura d'un control on/off

Com s'ha dit en l'apartat "3.1 Comportament de l'evaporador", el control de la temperatura es realitza mitjançant una sonda de temperatura.

En el model 1, el punt d'ubicació d'aquesta sonda en la massa de fruita és indiferent, ja que s'ha considerat un únic bloc de massa. Si s'analitza l'evolució de la temperatura de l'aire en la entrada de l'evaporador, s'observa que quan s'està

refredant, la temperatura de l'aire arriba fins a $-11,28^{\circ}\text{C}$ mentre que quan està apagat l'evaporador, aquest s'escalfa fins assolir $5,022^{\circ}\text{C}$.

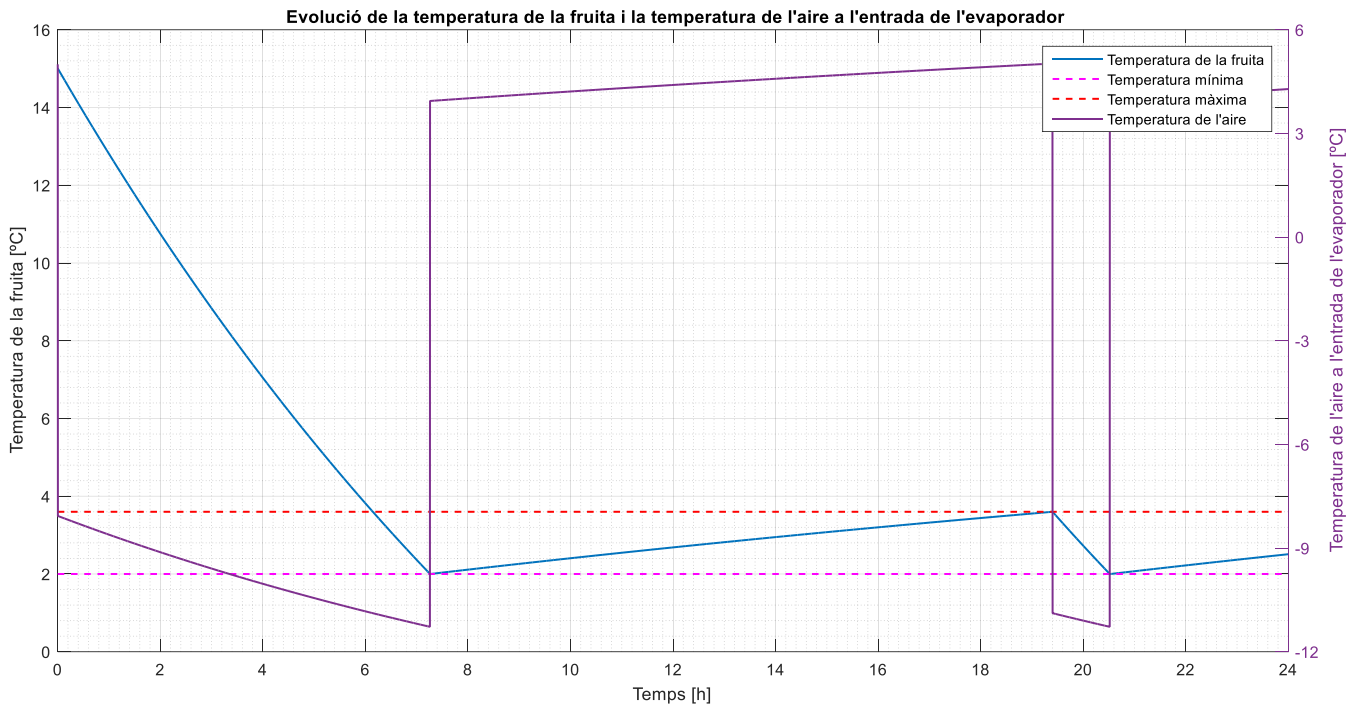


Fig. 35: Evolució de la temperatura de l'aire en l'entrada de l'evaporador mitjançant el control de temperatura de l'interior del fruit.

Si es decideix ubicar la sonda de temperatura en aquest punt i restringint que la temperatura no superi els $4,5^{\circ}\text{C}$ i no baixi de $-11,20^{\circ}\text{C}$, s'obté:

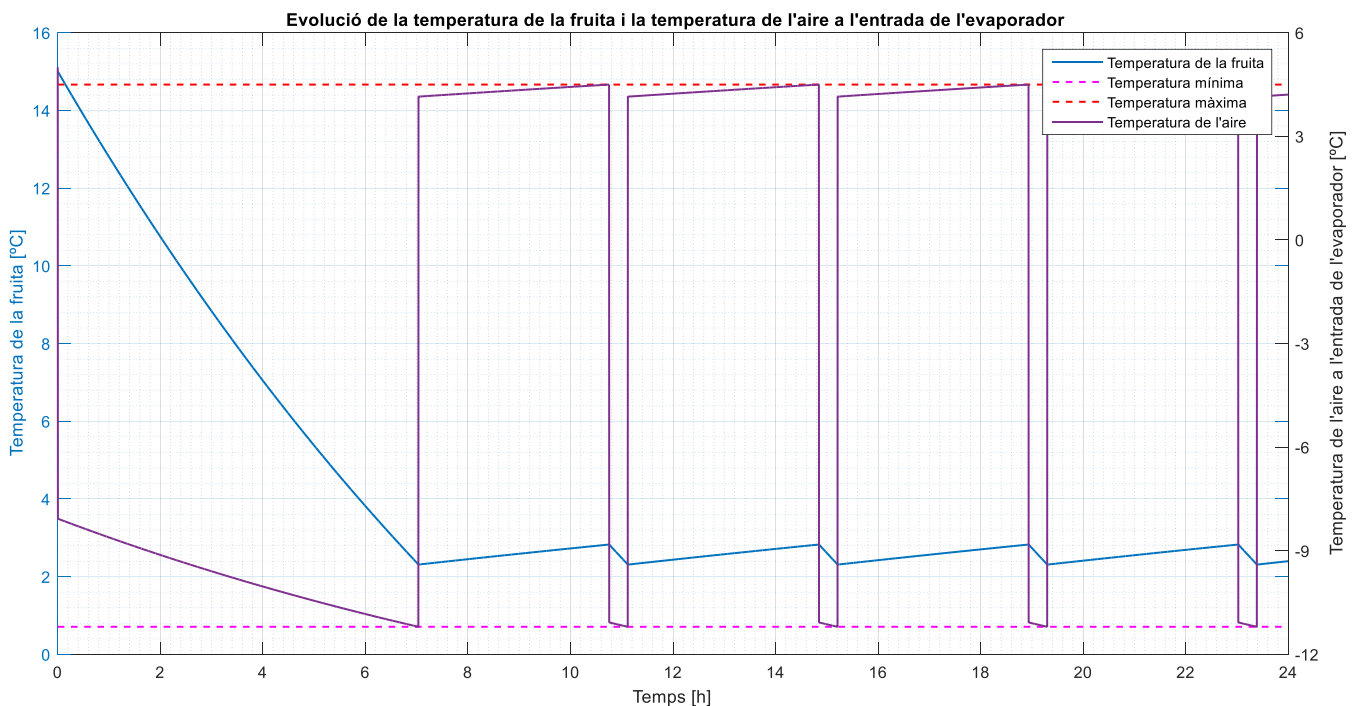


Fig. 36: Evolució de la temperatura de la fruita mitjançant el control de temperatura de l'aire a l'entrada de l'evaporador.

Es pot observar que la fruita es manté a una temperatura de aproximadament $2,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ a partir de les 7h de conservació enlloc d'oscil·lar entre T_{\min} i T_{\max} , produint que la qualitat final sigui major.

Per un altra banda, aquest control produeix un temps de obertura per dia de l'evaporador de 8,49 h enlloc de 8,37 h que si es col·loca la sonda a la fruita, amb la qual cosa, s'incrementa el cost energètic de conservació.

En el model 2, el control de l'evaporador es realitzava mitjançant una sonda ubicada a la primera divisió horitzontal, que depenent dels paràmetres α i β , pot produir que la divisió horitzontal de fruita inferior no assoleixin ràpidament la temperatura òptima o inclús poden arribar al punt de congelació, repercutint en la qualitat final de la fruita.

Per tal d'evitar això, es considera la instal·lació d'una sonda en cadascuna de les diferents divisions horitzontals de fruita per tal d'optimitzar el control de temperatura de la mateixa de tal manera que en quant una de les sondes marqui la temperatura mínima/ màxima, l'evaporador s'aturi o s'engegui.

Les ubicacions escollides per el control del sistema són en la primera divisió horitzontal i en l'última, per al cas més desfavorable que s'ha analitzat en l'apartat "3.4.4 Resultats de simulació del model 2" ($\alpha = 0, \beta_1 = 0,30, \beta_2 = 0,45$ i $\beta_3 = 0,25$), s'obté:

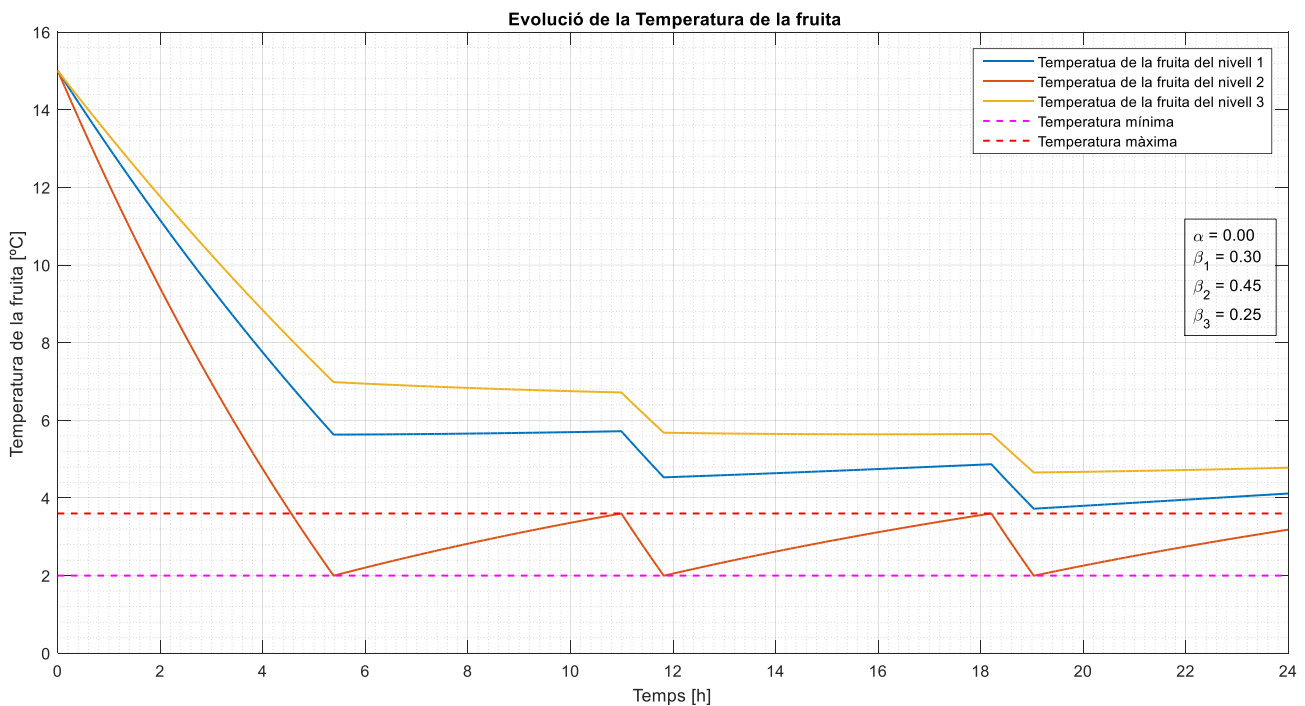


Fig. 37: Evolució de la temperatura de les diferents divisions horitzontals mitjançant el control de totes les temperatures de la fruita simultàniament per evitar risc de congelació.

Amb aquest control s'aconsegueix que la temperatura de la fruita no assoleixi mai temperatures inferior a la mínima, a cost de que hagin divisions horitzontals que trigin més temps en arribar a la temperatura desitjada.

Per al model 3, donat que s'ha observat que la temperatura interior de la fruita no difereix més de $1,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ com a màxim, no és considera cap mètode de control alternatiu als explicats en aquest apartat.

5. Conclusions

El present projecte s'ha dedicat a la modelització dels fenòmens de transferència de calor en l'interior d'una cambra frigorífica mitjançant la realització de tres models.

En la primera modelització, encara que per la seva simplicitat les temperatures de la fruita no són representatives, s'ha observat el comportament de l'evaporador:

- En quan la fruita és introduïda per primera vegada a la cambra a una temperatura de $15\text{ }^{\circ}\text{C}$, aquesta comença a perdre calor cap a l'aire.
- Quan la fruita assoleix la temperatura de conservació, en el nostre cas s'ha considerat de $2\text{ }^{\circ}\text{C}$, l'evaporador para d'absorbir calor de la cambra.
- Com a conseqüència, la temperatura de la fruita torna a augmenta fins que supera una temperatura de $3,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ (un 80 % més de la temperatura de conservació).
- En aquest punt, es torna a engegar l'evaporador.

En el segon model, per a un període de simulació de 24 h s'ha observat que hi han divisions horitzontals que no s'assoleix la temperatura de conservació. Això es degut a que els paràmetres emprats per al model de flux d'aire en l'interior de la cambra son desconeguts empíricament i/o el model de flux és massa simple per al nostre objectiu.

Per un altra banda, aquest model de flux ens ha sigut d'utilitat per a determinar quins punts de massa de fruita es refreden abans segons com es reparteixi el flux d'aire abans de travessar la massa de fruita:

- Si es considera que el flux es divideix de forma igual entre les diferents divisions horitzontals de fruita considerats, llavors, s'obté que tota la massa de fruita es refreda a la mateixa velocitat.
- Si la divisió de flux d'aire no és igual, s'observa que quan major és el cabal que passa per a cada divisió horitzontal, major és la velocitat de refredament de la fruita.
- Si el paràmetre α és major que zero, produeix un “bypass” entre l'entrada i la sortida de l'evaporador sense refredar-se, produint que l'efectivitat de l'evaporador es redueixi per la barreja d'aire fred i calent.

En l'últim model, el qual esta basat en el segon, s'ha implementat el fenomen de la conducció tèrmica en l'interior de la fruita, suposant que la fruita en qüestió és poma perfectament esfèrica amb conductivitat tèrmica $k = 0,50\text{ W/m}^{\circ}\text{C}$.

La simulació s'ha realitzat per a un període de 24 h i per a 5 nodes interiors, obtenint una diferència màxima de temperatures entre l'interior i exterior del fruit de $1,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ en l'inici de la simulació, mentre que si està en procés de refredament és de $0,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ si l'evaporador esta tancat.

Aquesta diferència s'ha observat que depèn de la quantitat de nodes que es considerin, seent la diferència de temperatures lleugerament superior per a 25 i 125 nodes, d'on es conclou que el nombre de nodes òptim és $N = 25$ ja que s'aconsegueix molt bona precisió comparant-ho amb $N = 125$ però també major velocitat de computació.

També s'ha analitzat el comportament del model per a casos en que la conductivitat sigui menor o major (per factor de 10) en cas de que el producte a conservar sigui diferent.

Per a una conductivitat major, $k = 5 \text{ W/m}^\circ\text{C}$, s'ha observat que la diferència de temperatures entre l'interior i l'exterior es pràcticament nul·la, ja que la resistència a la transferència de calor disminueix.

Per un altra banda, si és menor, $k = 0,05 \text{ W/m}^\circ\text{C}$, la diferència és significativa. Això és degut a que quan més petita sigui la conductivitat tèrmica, el material es comporta com a aïllant, i per tant ofereix major resistència al pas de calor a través d'ell.

5.1. Estratègies de control proposades

En quant a estratègies de control, a partir dels models teòrics analitzats i com a primeres hipòtesis per la creació de un sistema de control predictiu, es conclou que la estratègia de control a seguir és:

- S'hauria de monitoritzar les temperatures de les parets de la cambra donat que sembla un paràmetre de gran influència en els resultats, especialment en els referents als costos.
L'adquisició d'aquestes dades es podria realitzar mitjançant una càmera termo-gràfica per tal de mesurar la temperatura d'una secció gran per obtenir una temperatura mitja, o bé col·locant varies sondes de forma equidistant i realitzar la mitja de les seves lectures.
- S'hauria de mesurar el cabal d'aire que passa per a cada divisió horitzontal de fruita per tal d'obtenir uns valors més reals dels paràmetres del model de flux d'aire cada cert període de temps.
Per l'adquisició d'aquestes velocitats realitzar mitjançant aparell basats en l'efecte venturi, com per exemple, el tub de Pitot.
A més a més, seria convenient col·locar més sondes de temperatura per tal de evitar la congelació de la fruita.
- S'hauria de controlar la velocitat dels diferents ventilador de l'evaporador per tal de reduir el consum energètic en cas de que no fos necessari tenir-los a potència màxima.
- Del tercer model, donat que la diferencia de temperatura entre l'interior i l'exterior no és significativa, no és creu convenient la monitorització de les temperatures de l'interior de la fruita.

6. Referències bibliogràfiques

- Aguiar Villanueva Alejandra De La Paz, Altamirano Ibarria Sergio Alejandro & Gonzalez Chavez Fernando, 2011. [Refrigerantes](#). Accedit 03/2016.
- Besançon, Robert M. (1985). The Encyclopedia of Physics. Ed. Van Nostrand Reinhold Company.
- Bonnie J. McBride, 1993. Coefficients for Calculating Thermodynamic and Transport Properties of Individual Species. NASA Technical Memorandum 4513.
- Denso, Ejector cycle, <http://www.globaldenso.com/en/environment/story/no1/2par.html>. Accedit 06/2016.
- Dossat, Roy J. 2001. Principios de Refrigeración. Ed. Compañía Editorial Continental.
- Eric Granryd & Björn Palm, 2005. [Refrigerating engineering](#). Accedit 05/2016.
- Frank Kreith & Mark S. Bohn, 2001. Principio de Transferencia de calor. Ed. S.A. Ediciones Paraninfo.
- G. K. Alexis, 2005. Exergy analysis of ejector-refrigeration cycle using water as working fluid. Int. J. Energy Res., 29, 95-105.
- Isotermia Soluciones tèrmicas, 2016. <https://www.camarasfrigorificas.es/index.html>. Accedit 03/2016.
- I. W. Eames, S. Aphornratana & Da-Wen Sun, 1995. [The jet-pump cycle-a low cost refrigerator option powered by waste heat. Heal Recovery systems & CHP](#). Accedit 05/2016.
- J. A. Chavero, 2008. [Equipos de Producción, Regulación y Distribución de Aire](#). Accedit 03/2016.
- J. Yu, H. Chen, Y. Ren, Y. Li, 2006. A new ejector refrigeration system with an additional jet pump.
- Kai Schild, Wolfgang M. Willems, 2011. Wärmeschutz: Grundlagen, Berechnung, Bewertung. Ed. Vieweg + Teubner Verlag.
- O. Laguerre, S. Duret, H.M. Hoang, L.Guillier & D. Flick, 2014. Simplified heat transfer modelling in a cold room filled with food products. J. Food Eng. 149, 79-86.
- P.T. Tsilingiris, 2007. Thermophysical and transport properties of humid air at temperature range between 0 and 100 C. Energy Conversion and Management 49, 1098-1110
- Rowe, D. M., 2006. Thermoelectrics Handbook:Macro to Nano. Ed. CRC Press.
- Sapali, S. N., 2013. [Lithium Bromide Absorption Refrigeration System](#). Accedit 05/2016.
- S. A. Sherif, D. Y. Goswami, G. D. Mathur, S. V. Iyer, B. S. Davanagere, S. Natarajan & F. Colacino, 1998. A Feasibility study of steam-jet refrigeration. Int. J. Energy Res., 22, 1323-1336.
- Smits, Alexander J. & Dussauge, Jean-Paul, 2006. Turbulent shear layers in supersonic flow. Ed. Springer-Verlag New York.
- V. Isachenko, V.Osipova & A.Sukomel, 1979. Transmisión de calor. Ed. Marcombo.
- William H. McAdams, 1964. Transmisión de Calor. Ed. Ediciones Del Castillo (1964).
- Widman International S.R.L. 2016. http://widman.biz/boletines_informativos/56.pdf. Accedit 03/2016.
- Yunus A. Cengel, 2007. Transferencia de Calor y Masa. Ed. Mc Graw Hill

7. Annex

7.1. Funcions Matlab

7.1.1. Data

%% Archiu per a carregar els diferents paràmetres de simulació

% Dedes referents a la fruita

R = 0.04;	% [m]	Radi de la fruita (R)
N_palots = 480;	% [-]	Nombre de palots
rho_fr = 840;	% [kg/m^3]	Densitat de la fruita
V_palot = 1.05 * 1.05 * 1;	% [m^3]	Volum d'un palot
A_fr = 4 * pi * R ^2;	% [m^2]	Àrea d'un fruit
fp = pi / 6;	% [-]	Factor d'empaquetament
V_fr = 4 * pi * R ^3/3;	% [m^3]	Volum d'un fruit
N_fruita_total = N_palots * fp * V_palot / V_fr;	% [-]	Nombre de fruits totals
A_fr_total = A_fr * N_fruita_total;	% [m^2]	Àrea total de fruita
M = rho_fr * V_fr * N_fruita_total;	% [Kg]	Massa Total de fruita

% Paràmetres de simulació

tempsfinal = 24;	% [h]	Temps total de simulació
it = 10;	% [s]	Increment de temps
n = 3;	% [-]	Nombre de divisions

horizontals de la massa de fruita

N = 5;	% [-]	Nombre de nodes
--------	-------	-----------------

%% Dades de la cambra

% Calors específics

data(1,1) = 3700;	% [J/Kg°C]	Calor específica del
refrigerant (glicol) (Cpf)		
data(1,2) = 1005;	% [J/Kg°C]	Calor específica de
l'aire (Cpa)		
data(1,3) = 3800;	% [J/Kg°C]	Calor específica de la
fruita (Poma) (Cpfr)		

% Coeficients de convecció

data(1,4) = 186.55;	% [w/m^2°C]	Coeficient de convecció
a l'evaporador (Ue)		
data(1,5) = 120;	% [w/m^2°C]	Coeficient de convecció
a la fruita (Ufr)		

% Àrees

data(1,6) = 656.10;	% [m^2]	Àrea útil del
bescanviador de calor (Ae)		
data(1,7) = 116.25;	% [m^2]	Àrea de la paret 1 (Ap1)
data(1,8) = 116.25;	% [m^2]	Àrea de la paret 2 (Ap2)
data(1,9) = A_fr_total;	% [m^2]	Àrea total de la fruita
en contacte amb l'aire (Afr)		

% Cabals màssics

data(1,10) = 15;	% [Kg/s]	Cabal màssic del fluid
frigorífic (mf)		
data(1,11) = 51000 / 3600 * 1.19;	% [Kg/s]	Cabal màssic de l'aire
(ma)		

% Temperatures

data(1,12) = -20;	% [°C]	Temperatura del
refrigerant d'entrada al bescanviador (Tf1)		
data(1,13) = 8;	% [°C]	Temperatura de la paret
1 (Tp1)		
data(1,14) = 8;	% [°C]	Temperatura de la paret
2 (Tp2)		
data(1,15) = 2;	% [°C]	Temperatura mínima que
pot assolir la fruita (Tmin)		

```

    data(1,16) = 1.8 * data(1,15); % [°C] Temperatura màxima que
    pot assolir la fruita (Tmax)

% Coeficients de conducció
    data(1,17) = 0.024; % [W/m°C] Conductivitat tèrmica de
    l'aire (ka)
    data(1,18) = 0.5; % [W/m°C] Conductivitat tèrmica de
    la fruita (kfr)

% Dades fruita
    data(1,19) = R; % [m] Radi del fruit (R)
    data(1,20) = rho_fr; % [Kg/m^3] Densitat del fruit
    (\rho_fr)

% Altres dades
    data(1,21) = 51000 / 3600 / (1.3 ^ 2 * pi*3 / 4); % [m/s] Velocitat de l'aire (v)
    data(1,22) = 12.50; % [m] Longitud característica
    (L)
    data(1,23) = data(1,19)/(N); % [m] Distància nodal
    data(1,24) = 0.0; % [-] Percentatge de flux
    d'aire que no entra al bescanviador(alpha)
    beta = [0.45 0.30 0.25]; % [-] Percentatge de flux que
    passa per a cadascun de les diferents masses (beta)
    data = [data(1,1:24) beta*(1+data(1,24))*data(1,11)];

% Dades per resoldre fenomen conducció tèrmica
    r = 0:data(1,23):data(1,19); % [m] Vector que conté les
    diferents distàncies nodals
    r1 = ([0; (1:2:2*N-1)']).*data(1,23)/2; % [m] Vector de radis
    interiors de closca esfèrica
    r2 = [(1:2:2*N)'; (2*N)].*data(1,23)/2; % [m] Vector de radis
    exteriors de closca esfèrica
    e = r2 - r1; % [m] Vector de grossor de
    closques esfèriques
    A = 4 * pi * (r2 .^ 2); % [m^2] Vector d'àrees de
    transferència de calor
    m = data(1,20) .* 4 .* pi .* (r2 .^ 3 - r1 .^ 3 ) ./ 3; % [kg] Vector de massa de les
    closques esfèriques
    fruita = [r1 r2 e A m]; % matriu que conté dades de la fruita

% Concentració de l'aire
    X(1) = 0.78084; % [m^3.m^-3] volume fraction of N2
    X(2) = 0.20946; % [m^3.m^-3] volume fraction of O2
    X(3) = 0.00035; % [m^3.m^-3] volume fraction of CO2
    X(4) = 0.00935; % [m^3.m^-3] volume fraction of H2O
    X(5) = 0; % [m^3.m^-3] volume fraction of SO2
    X(6) = 0; % [m^3.m^-3] volume fraction of CO
    X(7) = 0; % [m^3.m^-3] volume fraction of H2
    X(8) = 0; % [m^3.m^-3] volume fraction of CH4
    X(9) = 0; % [m^3.m^-3] volume fraction of C2H4
    X(10) = 0; % [m^3.m^-3] volume fraction of C2H6
    X(11) = 0; % [m^3.m^-3] volume fraction of C3H8
    X(12) = 0; % [m^3.m^-3] volume fraction of C4H10
    X(13) = 0; % [m^3.m^-3] volume fraction of H2S

```

7.1.2. Script general

```

%% Paràmetres de la cambra
Data % Carrega vector amb paràmetres de la cambra frigorífica

% Vectors i Matrius per emmagatzemar dades de simulació
    Ttotal = (0 : it : tempsfinal*3600)'; % [s] Vector amb discretització
    temporal de la simulació
    Ta( 1 , 5 + n ) = 5; % [°C] Temperatures dels diferents
    punts de l'aire de la cambra

```



```

    TA = zeros( length( Ttotal ) , length( Ta ) );           % [°C]      Evolució de les temperatures
de l'aire de la cambra en el temps
    Tfr = 15 .* ones( 1 , n );                               % [°C]      Temperatura de la fruita en
el moment d'entrada per a cada divisió.
    Tfr = ones( length(Ttotal) , n ) .* 15;                  % [°C]      Vector evolució de la
temperatura de la fruita en el temps
    Q = zeros( length( Ttotal ) , 3 + n );                   % [W]      Matriu evolució de la
velocitat de transferència de calor en el temps
    evaporador = 1;                                           %          Variable que indica l'estat
de l'evaporador (Obert = 1; Tancat = 0)
    EVAPORADOR = zeros( length( Ttotal ) , 1 );               %          Indicador de l'estat de
l'evaporador
    Tcapes = 15 * ones(1, N + 1,n);                           % [°C]      Vector de les temperatures
dels diferents nodes
    TCAPES = 15 * ones(length(Ttotal), N + 1,n);              % [°C]      Tensor per emmagatzemar
l'evolució de les diferents temperatures de les capes per als diferents divisions horitzontals
de fruita

%% Simulació

% Inicialització de variables de càlcul
[Error,Ta,q,ta] = model_3( Ta , Tfr, evaporador , data , X , n );
TA( 1 , : ) = Ta;

for i = 2 : length( Ttotal )
    EVAPORADOR( i - 1 ) = evaporador;
    evaporador = estat_evaporador( evaporador , TCAPES(i-1,1,1), data(1,15), data(1,16));
    Q( i-1 , : ) = q;

% Resolució del sistema d'equacions estacionaries
    while ( Error > 1e-3 )
        Ta( 1 , 5 + n ) = ta;
        [ Error , Ta , q , ta ] = model_3( Ta , Tfr, evaporador , data , X , n );
    end
    TA( i , : ) = Ta;

% Resolució d'equacions de l'estat transitori (Model 1 i Model 2)
    Tfr(i,:) = Tfr;
    dTdt = - q(3:n+2) ./ ((M/n) * data(1,3));
    Tfr = Tfr + dTdt .* it;
    Error = 2;

% Resolució d'equacions de l'estat transitori (fenomen de la conducció interna)(Model 3)
    for j=1:n
        x = Conduccio_interna(Tcapes, data, fruita, it, N,j,q/N_fruita_total*3);
        Tcapes(1,:,j) = x(:,1);
    end
    TCAPES(i,:,:) = Tcapes;
    Tfr = Tcapes(1,end,:);
    Tfr( i , : ) = Tcapes(1,1,:);
% Reinicialització de l'error
    Error = 2;
end

%% Representació gràfica de les temperatures de la fruita

% Representació gràfica de les temperatures de la fruita i els límits de
% temperatura
figure ( 'name',' Modelització 3: Divisions horitzontals circuit de
l'aire' , 'numberTitle','off' )
ax1=gca;
a = plot( Ttotal ./ 3600 , Tfr, Ttotal ./ 3600 , data( 1 , 15 ) * ones( length( Ttotal )
, 1 ) , '--m' , Ttotal./3600 ,data(1,16) * ones(length(Ttotal),1),'--r','lineWidth',1.2);
ax1.Title.String = 'Evolució de la Temperatura de la fruita';
ax1.XLabel.String = 'Temps [h]';
ax1.XLim = [0 tempsfinal];
ax1.XTick = 0 : 2 : tempsfinal;
ax1.YLabel.String = 'Temperatura de la fruita [°C]';

```

```

        ax1.YLim = [0 16];
        ax1.YTick=0:2:16;
grid on
grid minor

% Generació de la llegenda automàtica
nivell = ( 1 : n )' ;
limits = ['Temperatura mínima' ; 'Temperatura màxima'];
cartell = [repmat('Temperatura de la fruita del nivell ',n,1) num2str(nivell)];
limits = [ limits repmat(' ', 2 , length( cartel ) - length( limits ))];
Llegenda = [ cartel ; limits ];
legend( a , Llegenda)

figure ('name',' Modelització 3: Efecte de la conducció tèrmica en l''interior de la fruita',
'numberTitle','off')
ax2 = gca;
plot(Ttotal/3600,TCAPES(:,1,1),Ttotal/3600,TCAPES(:,end,1), Ttotal ./ 3600 , data( 1 ,
15 ) * ones( length( Ttotal ) , 1 ), '--m' ,Ttotal./3600 ,data(1,16) * ones(length(Ttotal),1),'--
r','lineWidth',1.2);
ax2.Title.String = 'Evolució de la temperatura en l''interior de la fruita';
ax2.XLabel.String = 'Temps [h]';
ax2.XLim = [0 tempsfinal];
ax2.XTick=0:2:tempsfinal;
ax2.YLabel.String = 'Temperatura [°C]';
ax2.YLim = [0 16];
ax2.YTick = 0:2:16;
grid on
grid minor
legend('Interior','Exterior','Temperatura mínima','Temperatura màxima');

```

7.1.2.1. Model 1

% Funció per a determinar les diferents temperatures de l'aire i de la fruita en l'interior de la cambra frigorífica. També es determina la transferència de calor entre la fruita i l'aire.

```
function [Error,Ta,q,ta] = model_1( Ta , evaporador , Tfr , data , m , L , v , k , X )
```

```
% Evaporador
```

```

if evaporador == 1
    Cmin = min( data(1,9) * data(1,2) ,data(1,8) * data(1,1));
    Cmax = max( data(1,9) * data(1,2) ,data(1,8) * data(1,1));
    Cr= Cmin / Cmax;
    NTU = 186.55 * data(1,4) / Cmin;
    epsilon = (1 - exp( - NTU * (1-Cr))) / (1 - Cr * exp( - NTU * (1-Cr)));
    q(1,1) = epsilon * Cmin * (Ta(1,4) - data(1,10));
    Ta(1,1) = Ta(1,end) - q(1,1) / (data(1,9) * data(1,2));
else
    Ta(1,1) = Ta(1,4);
end

```

```
% Paret 1
```

```

Up1 = coef_conveccio(X,(Ta(1,2)-Ta(1,1))/2,v,L,k);
Ca = m(1,1) * data(1,2);
q(1,2) = Ca * (1-exp(- Up1 * data(1,5) / Ca))*(data(1,11) - Ta(1,1));
Ta(1,2) = Ta(1,1) + q(1,2) / (data(1,9) * data(1,2));

```

```
% Fruita
```

```

Ca = m(1,3) * data(1,2);
q(1,3) = Ca * (1-exp(- 120* data(1,7) / (Ca )))*(Tfr(1,1) - Ta(1,2));
Ta(1,3) = Ta(1,2) + q(1,3) / (data(1,9) * data(1,3));

```

```
% Paret 2
```

```

Up2 = coef_conveccio(X,(Ta(1,4)-Ta(1,3))/2,v,L,k);
Ca = m(1,1) * data(1,2);
q(1,4) = Ca * (1-exp(- Up2 * data(1,6) / Ca))*(data(1,12) - Ta(1,3));
ta = Ta(1,3) + q(1,4) / (data(1,9) * data(1,2));

```

```

%% Càlcul de l'error
Error = abs( Ta(1,4) - ta );
end

```

7.1.2.2. Model 2

```

%% Definició
% Funció per a determinar les diferents temperatures de l'aire i de la fruita
% en l'interior de la cambra frigorífica en estat estacionari.
% També es determina la transferència de calor entre la fruita i l'aire.

%% Funció de l'estat estacionari

function [Error,Ta,q,ta] = model_2( Ta , Tfr, evaporador , data , X , n )

% Resolució equacions de l'Evaporador
if evaporador == 1
    Cmin = min( data(1,11) * data(1,2) , data(1,10) * data(1,1));
    Cmax = max( data(1,11) * data(1,2) , data(1,10) * data(1,1));
    Cr = Cmin / Cmax;
    NTU = data(1,4) * data(1,6) / Cmin;
    epsilon = (1 - exp( - NTU * (1-Cr))) / (1 - Cr * exp( - NTU * (1-Cr)));
    q(1,1) = epsilon * Cmin * (Ta(1,5+n) - data(1,12));
    Ta(1,1) = Ta(1,end) - q(1,1) / (data(1,11) * data(1,2));
else
    Ta(1,1) = Ta(1,5 + n);
end

% Barreja de fluids
Ta(1,2) = ( data(1,11) * Ta(1,1) + data(1,11) * data(1,24) * Ta(1,5+n)) / (data(1,11) * (1 + data(1,24)));

% Resolució de les equacions de la Paret 1
Up1 = coef_conveccio(X,(Ta(1,3)-Ta(1,2))/2,data);
Ca = data(1,11) * (1 + data(1,24)) * data(1,2);
q(1,2) = Ca * (1-exp(- Up1 * data(1,7) / Ca * n)) * (data(1,13) - Ta(1,2));
Ta(1,3) = Ta(1,2) + q(1,2) / Ca;

% Resolució de les equacions de la Fruita
for i=1:n
    Ca = data(1,i + 24) * data(1,2);
    q(1,i+2) = Ca * (1 - exp( -data(1,5) * data(1,9) / (Ca*n))) * (Tfr(1,i) - Ta(1,3));
    Ta(1,3+i) = Ta(1,3) + q(1,i+2) / (data(1,24 + i) * data(1,3));
end

% Barreja de fluids
Ta(1,4 + n) = sum(Ta(1,4 : 3 + n) .* data(1,25:end)) / ( data(1,11) * (1 + data(1,24)) );

% Resolució de les equacions de la paret 2
Up2 = coef_conveccio(X,(Ta(1,5+n)-Ta(1,4+n))/2,data);
Ca = data(1,11) * (1 + data(1,24)) * data(1,2);
q(1,n+3) = Ca * (1 - exp( -Up2 * data(1,8) / Ca)) * (data(1,14) - Ta(1,4 + n));
ta = Ta(1,4 + n) + q(1,n + 3) / Ca;

% Càlcul de l'Error
Error = abs( Ta(1,5 + n) - ta );

end

```

7.1.2.3. Model 3

```

%% Definició
% Funció per a determinar les diferents temperatures de l'aire i de la fruita
% en l'interior de la cambra frigorífica en estat estacionari.
% També es determina la transferència de calor entre la fruita i l'aire.

```

```
%% Funció de l'estat estacionari
```

```
function [Error,Ta,q,ta] = model_3( Ta , Tfr, evaporador , data , X , n )
```

```
% Resolució equacions de l'Evaporador
```

```
if evaporador == 1
    Cmin = min( data(1,11) * data(1,2) ,data(1,10) * data(1,1));
    Cmax = max( data(1,11) * data(1,2) ,data(1,10) * data(1,1));
    Cr= Cmin / Cmax;
    NTU = data(1,4) * data(1,6) / Cmin;
    epsilon = (1 - exp( - NTU * (1-Cr))) / (1 - Cr * exp( - NTU * (1-Cr)));
    q(1,1) = epsilon * Cmin * (Ta(1,5+n) - data(1,12));
    Ta(1,1) = Ta(1,end) - q(1,1) / (data(1,11) * data(1,2));
else
    Ta(1,1) = Ta(1,5 + n);
end
```

```
% Barreja de fluids
```

```
Ta(1,2) = ( data(1,11) * Ta(1,1) + data(1,11) * data(1,24) * Ta(1,5+n)) / (data(1,11) * (1 + data(1,24)));
```

```
% Resolució de les equacions de la Paret 1
```

```
Up1 = coef_conveccio(X,(Ta(1,3)-Ta(1,2))/2,data);
Ca = data(1,11) * (1 + data(1,24)) * data(1,2);
q(1,2) = Ca * (1-exp(- Up1 * data(1,7) / Ca * n)) * (data(1,13) - Ta(1,2));
Ta(1,3) = Ta(1,2) + q(1,2) / Ca;
```

```
% Resolució de les equacions de la Fruita
```

```
for i=1:n
    Ca = data(1,i + 24) * data(1,2);
    q(1,i+2) =Ca * (1 - exp( -data(1,5) * data(1,9) /(Ca*n))) * (Tfr(1,i) - Ta(1,3));
    Ta(1,3+i) = Ta(1,3) + q(1,i+2) / (data(1,24 + i) * data(1,3));
end
```

```
% Barreja de fluids
```

```
Ta(1,4 + n) = sum(Ta(1,4 : 3 + n) .* data(1,25:end)) / ( data(1,11) * (1 + data(1,24)) );
```

```
% Resolució de les equacions de la paret 2
```

```
Up2 = coef_conveccio(X,(Ta(1,5+n)-Ta(1,4+n))/2,data);
Ca = data(1,11) * (1 + data(1,24)) * data(1,2);
q(1,n+3) = Ca * (1 - exp( -Up2 * data(1,8) / Ca)) * (data(1,14) - Ta(1,4 + n));
ta = Ta(1,4 + n) + q(1,n + 3) / Ca;
```

```
% Càlcul de l'Error
```

```
Error = abs( Ta(1,5 + n) - ta );
```

```
end
```

7.1.3. Conducció interna

```
%% Funció per la simulació de l'efecte de la conducció tèrmica en l'interior de la fruita, considerada esfèrica
```

```
function T = Conduccio_interna(Tcapes, data, fruita, it, N,j,q)
```

```
T_in=Tcapes(1,:,j); % Temperatures inicials de les diferents capes de la fruita
e = fruita(:,3); % Grossors de les diferents capes de la fruita
A = fruita(:,4); % Àrees exteriors de les diferents capes de la fruita
m = fruita(:,5); % Massa de les diferents capes de la fruita
```

```
% Vectors auxiliars per a la construcció de la matriu de coeficients (M) i % de termes independents (B)
```

```
C= m .* data(1,3) ./ it; % Variable auxiliar
b = data(1,18) .* A(1:N,1) ./ e(1:N,1); % Variable auxiliar
E = [zeros(1,N+1); [diag(b) zeros(N,1)]]; % Variable auxiliar
```

```

D = diag(C + [b(1,1); b] + [0;b(2:N,1); 0]); % Variable auxiliar
M = D - E - E'; % Matriu de coeficeints de les variables
B = C .* T_in' + [zeros(N,1); -q(1,2+j)]; % Matriu de termes independents

T = M\B; % Obtenció de les noves temperatures de les
diferents capes de la fruita (T0',T1',...,TN')
end

```

7.1.4. Control seqüencial de l'estat de l'evaporador

%Funció per a determinar el estat del evaporador en funció del marge de temeperatura i de si ja estava engegat o no. (1=engegat, 0= parat)

```

function estat_evaporador_out = estat_evaporador(estat_evaporador_in, Tfr,Tmin,Tmax)

if estat_evaporador_in == 1
    if Tfr( 1 , 1 ) < Tmin
        estat_evaporador_out = 0;
    else
        estat_evaporador_out = 1;
    end
else if estat_evaporador_in == 0
    if Tfr( 1 , 1 ) > Tmax
        estat_evaporador_out = 1;
    else
        estat_evaporador_out = 0;
    end
end
end
end

```

7.1.5. Càlcul coeficients de convecció

```

function U = coef_conveccio(X,T,data)
% Funció per al càlcul del coeficient de convecció de l'aire en funció de
% la concentració de diferents gasos, de la temperatura, la velocitat de
% l'aire, longitud de la paret i el coeficient de conducció tèrmica de l'aire.

v = data(1,21); % [m/s] Velotcitat de l'aire
k = data(1,17); % [W/m°C] Conductivitat tèrmica de l'aire
L = data(1,22); % [m] Longitud caracteística
T = T + 273.15; % [°K] Converció de la temperatura de
°C a °K
Re = Reynolds(X,T,L,v); % [-] Nombre de Reynolds

if Re < 5e5 % Flux laminar
    Nu = 0.664 * Re ^ (1/2) * Prandtl(X,T)^(1/3); % [-] Nombre de Nusselt
else if Re >= 5e5 % Flux turbulent
    Nu = 0.037 * Re ^ (4/5) * Prandtl(X,T)^(1/3); % [-] Nombre de Nusselt
end
end
U = Nu * k / L; % [w/m^2°C] Coeficient de convecció
end

```

7.1.5.1. Nombre de Reynolds (Reynolds(X,T,l,w))

```

% Function for Reynolds number calculation of gas mixture with composition X and temperature T.
function [ out ] = Reynolds(X,T,l,w)
%
% 1 . w
% Reynolds = -----
%          nu

% T - temperature [K]
% w - speed of gas flow [m.s^-1]
% l - characteristic length [m]

```

```
% nu(X,T) - kinematic viscosity of gas mixture [m^2.s^-1]
```

```
out=(1*w)/nu(X,T);
end
```

7.1.5.2. Viscositat cinemàtica (nu(X,T))

```
% Function for kinematic viscosity calculation of gas with composition X and temperature T.
```

```
function [ out ] = nu(X,T)
%      mu
% nu = -----
%      rho

% T - Temperature of gas mixture [K]
% mu(X,T) - dynamic viscosity of gas mixture [Pa.s]
% ro(X,T) - density of gas mixture [kg.m^-3]

out=mu(X,T)/rho(X,T);
end
```

7.1.5.3. Viscositat dinàmica (mu(X,T))

```
% Function for dynamic viscosity calculation of gas with composition X and temperature T.
```

```
function [ out ] = mu (X,T)
%      mu1 . (T1 + 1,47.Tc)      T^1,5
% mu = ----- . ----- . 10^(-6) . X
%      T + 1,47.Tc      T1^1,5

% T - Temperature of mixture [K]
% 273.15 - constant for conversion Celsius degrees to Kelvins [K]
% mu1 - dynamic viscosity of gas component for temperature T1 [Pa.s]
% Tc - boiling temperature of gas component [K]
% mu - Dynamic viscosity of gas mixture [Pa.s]

mu1=[17.499 20.194 14.568 14.2 12.626 16.6 8.78 10.745 10.152 9.181 8.181 7.359 12.674];
T1 =[20.0 20.0 20.0 20.0 20.0 0.0 20.0 20.0 20.0 20.0 28.0 20.0 33.0];
Tc =[-196.0 -183.0 -78.5 99.63 -10.0 -191.5 -253.0 -258.7 -103.7 -88.0 -42.1 -0.5 -60.0];
T1=T1+273.15;
Tc=Tc+273.15;
muT = (mu1 .* ( T1 + 1.47 .* Tc ) .* T .^ (1.5) .* X .* 10^(-6)) ./ (( T + 1.47 .* Tc ) .* T1
.^(1.5));
out=sum(muT);
end
```

7.1.5.4. densitat de l'aire (rho(X,T))

```
% Function for density calculation of gas with composition X and temperature T.
```

```
function [out] = rho(X,T)
%      ro0 . T0
% ro = -----
%      T

% T - Temperature of mixture [K]
% ro0 - vector of components density for 20 °C:

% ro0(1) - density of N2 [kg.m^-3]
% ro0(2) - density of O2 [kg.m^-3]
% ro0(3) - density of CO2 [kg.m^-3]
% ro0(4) - density of H2O [kg.m^-3]
% ro0(5) - density of SO2 [kg.m^-3]
% ro0(6) - density of CO [kg.m^-3]
% ro0(7) - density of H2 [kg.m^-3]
% ro0(8) - density of CH4 [kg.m^-3]
```

```
% ro0(9) - density of C2H4 [kg.m^-3]
% ro0(10) - density of C2H6 [kg.m^-3]
% ro0(11) - density of C3H8 [kg.m^-3]
% ro0(12) - density of C4H10 [kg.m^-3]
% ro0(13) - density of H2S [kg.m^-3]

ro0=[1.165 1.331 1.842 0.804 2.279 1.165 0.0866 0.668 1.260 1.264 1.882 2.489 1.434];
ro=ro0.*X.*(20.0 + 273.15)./T;
out=sum(ro);
end
```

7.1.5.5. Nombre de Prandtl (Prandtl(X,T))

```
% Function for Prandtl number calculation of gas mixture with composition X and temperature T.
function [ out ] = Prandtl(X,T)

%          nu
% Prandtl = -----
%          a

% T - temperature [K]
% a(X,T) - thermal diffusivity [m^2.s^-1]
% nu(X,T) - kinematic viscosity [m^2.s^-1]

out=nu(X,T)/a(X,T);
end
```

7.1.5.6. Difusivitat tèrmica (a(X,T))

```
% Function for thermal diffusivity calculation of gas of composition X and temperature T.
function [ out ] = a( X,T )

%          lambda
% a = -----
%          cp . rho

% T - Temperature of mixture [K]
% lambda(X,T) - thermal conductivity of gas mixture [W.m^-1.K^-1]
% cp(X,T) - specific heat capacity of gas mixture [J.mol^-1.K^-1]
% Mm(X) - molar mass of gas mixture [kg.mol^-1]
% rho(X,T) - density of gas mixture [kg.m^-3]

out=lambda(X,T)/((cp(X,T)/Mm(X))*rho(X,T));
end
```

7.1.5.7. Calor específica de l'aire (cp(X,T))

```
% Function for specific heat capacity calculation of gas with composition X and temperature T.
function [out] = cp(X,T)

% cp =( a.10^(4)*T^(-2) + b.10^(2).T^(-1) + c + d.10^(-3).T + e.10^(-5).T^(2) + f.10^(-9).T^(3)
% + g.10^(-12).T^(4)).X.8.314472

% T - Temperature of mixture [K]
% a, b, c, d, e, f, g - parameters for heat capacity calculation
% 8.314472 - universal gas constant [J.mol^-1.K^-1]
% cp - Specific heat capacity of gas mixture [J.mol^-1.K^-1]
a=[2.2103 -3.4255000 4.9436000 -3.94790 -5.3108 1.48900 4.07830 -17.6680 -11.636 -18.620 -24.331
-31.7590 0.95438];
b=[-3.8184 4.8470000 -6.264100 5.755700 9.09030 -2.9223 -8.0091 27.86180 25.5480 34.0620 46.5630
61.76330 -0.6875];
c=[6.08270 1.1190000 5.3017000 0.931800 -2.3569 5.72450 8.21470 -12.0257 -16.097 -19.517 -29.394
-38.9150 4.0549];
```

```

d=[-8.5309 4.2939000 2.5038000 7.222700 22.0440 -8.1762 -12.697 39.17620 66.2570 75.6580 118.890
158.4600 -0.3014];
e=[1.38464 -0.068363 -0.021273 -0.73425 -2.5107 1.45690 1.75360 -3.61900 -7.8851 -8.2042 -13.763
-18.6000 0.3768];
f=[-9.6258 -2.023300 -0.790000 4.955000 14.4630 -10.877 -12.028 20.26850 51.2520 50.6110 88.1480
119.9700 -2.2393];
g=[2.51970 1.0390000 0.2849600 -1.33690 -3.3690 3.02800 3.36810 -4.97670 -13.703 -13.193 -23.429
-32.0167 0.308685];
cpT = (a.*10^(4).*T^(-2) + b.*10^(2).*T^(-1) + c + d.*10^(-3).*T + e.*10^(-5).*T^(2) + f.*10^(-
9).*T^(3) + g.*10^(-12).*T^(4)).*X.* 8.314472;
out=sum(cpT);
end

```

7.1.5.8. Conductivitat tèrmica de l'aire (lambda(X,T))

```

% Function for thermal conductivity calculation of gas with composition X and temperature T.
function [out] = lambda(X,T)

% lambda = (a.10^(-3) + b.10^(-4).T + c.10^(-8).T^2 + d.10^(-11).T^3).X

% T - Temperature of mixture [K]
% a, b, c, d - parameters for thermal conductivity calculation
% lambda - thermal conductivity of gas mixture [W.m^-1.K^-1]

a=[0.3918 -0.32720 -7.21390 17.5000 -8.0847 0.50660 168.0 -1.86860 -17.6013 -31.6103 1.858000
1.858000 17.5];

b=[0.9814 0.996500 0.801400 0.65864 0.63430 0.91230 5.680 0.872500 1.199500 2.201400 0.047000
0.047000 0.65864];

c=[-5.066 -3.74260 0.547600 -3.4412 -1.3816 -3.5236 2.354 11.78570 3.333900 -19.2300 21.76300
21.76300 -3.4412];

d=[1.5034 0.973012 -1.05256 100.910 0.23027 0.83560 0.000 -3.61362 -1.36573 16.63834 -8.40709 -
8.40709 100.91];

la=(a.*10^(-3) + b.*10^(-4)*T + c.*10^(-8)*T^2 + d.*10^(-11).*T^3).*X;

out=sum(la);
end

```

7.1.5.9. Massa molar de l'aire (Mm(X,T))

```

% Function for molar mass calculation of gas with composition X.
function [ out ] = Mm(X)

% M = sum( M(i).X(i) )
% Mm - Molar mass of gas mixture [kg.mol^-1]

M=[28.01 31.9988 44.01 18.02 64.06 28.011 2.016 16.04 28.054 30.7 44.097 58.12 34.076];
Mc=M.*X./1000;

out=sum(Mc);
end

```


7.2. Catàleg d'Evaporadors

Diagramme zur Bestimmung der Kühler-Nennleistung Q_{DN} in Abhängigkeit von Δt_v und t_v für NH₃ Pumpenbetrieb.

Diagram for calculation of the nominal cooling capacity Q_{DN} depending on Δt_v and t_v for NH₃ pump service.

Diagramme pour la détermination de la puissance d'évaporation nominale Q_{DN} dépendant de Δt_v et t_v pour NH₃ par pompe.

$$Q_{DN} = \frac{Q_0}{f}$$

Diagramm 1
Leichte Vereisung
Frost
Gelée

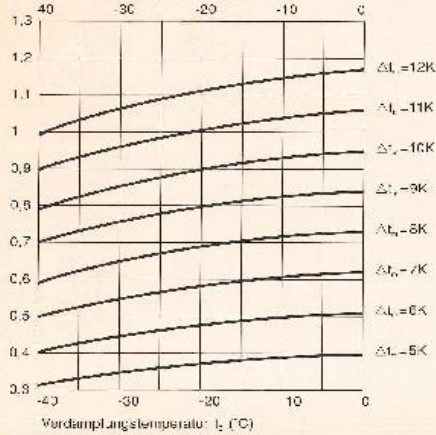
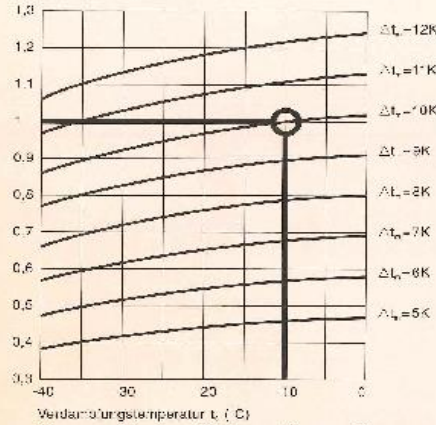
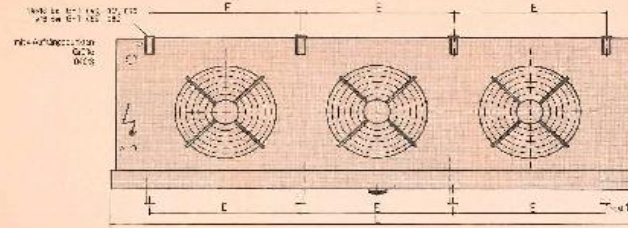


Diagramm 2
Mittlere Vereisung
Ice build-up
Glace



Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung Q_{DN} in kW										Nennleistung Q_{DN} in kW									
Nennleistung $$																			